

Dimensionamiento de los equipos de la sala de máquinas de un remolcador dual (diesel- gas natural)

Trabajo de Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Albert Noguer Figueras

Dirigido por:
Ramón Grau Mur

Doble titulación de Grado en Tecnologías Marinas y Grado en Ingeniería de Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, Julio de 2019

Departamento de Ciencias e Ingeniería Náutica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Facultat de Nàutica de Barcelona

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría expresar mi más sincero agradecimiento al profesor Ramón Grau Mur por haberme guiado durante estos meses en el desarrollo del proyecto, además de agradecerle todo lo que me ha enseñado durante las asignaturas que ha impartido. Gracias a la confianza que depositó en mí y a su gran dedicación este trabajo ha sido terminado con éxito.

Por otra parte, agradecer a mis compañeros de trabajo de la empresa de Remolcadores de Barcelona, los cuales me han facilitado gran parte de la información. Al mismo tiempo, trabajando allí he podido acceder a las instalaciones las cuales me han ofrecido documentación relevante para desarrollar el proyecto.

Finalmente, me gustaría darles las gracias a mi familia y amigos, quienes siempre me han apoyado durante los momentos más importantes de mis estudios. Especialmente el apoyo incondicional recibido de mis padres y por la educación que me han proporcionado.

Resumen

Actualmente, debido a la contaminación generada por los motores diesel están surgiendo nuevas restricciones medioambientales en el sector naval. El uso del gasoil está disminuyendo a causa de las emisiones tóxicas que genera su combustión. Por lo tanto, es conveniente investigar sobre nuevos sistemas de propulsión menos contaminantes.

Recientemente, la principal apuesta de los buques mercantes para lograr estos requisitos medioambientales es el uso del GNL como combustible. Por esta razón, la demanda de barcos que incorporan motores de gas está aumentando muy rápidamente. Aunque en ocasiones, las navieras deciden modificar ciertas partes del motor de diesel y otros sistemas del barco para que pase a consumir gas natural.

El proyecto se estructura en 6 capítulos que tienen como objetivo mostrar una posible solución a este problema que tiene el sector naval. En primer lugar, se ha realizado una introducción sobre el GNL como combustible utilizado en los buques mercantes. El segundo capítulo introduce las diferentes tipologías de remolcadores que encontramos según la ubicación del propulsor y tipo de hélice. Al mismo tiempo, dependiendo de las operaciones y funciones encontramos también distintos tipos de buques. En el tercer capítulo se describe el remolcador escogido y las funciones que realiza. Además, incluye las características de los dos motores principales fabricados por Rolls-Royce y sus respectivas especificaciones del sistema de propulsión Aquamaster. En cuarto lugar, encontramos las características del motor de gas. También se incluye una comparativa entre el motor de gas y el de diesel. Para diseñar la nueva sala de máquinas esta comparativa será necesaria para saber qué elementos modificar. En el siguiente capítulo, se especifica los elementos y sistemas que deberán ser modificados con la finalidad de que el remolcador pase a consumir gas natural. Finalmente, en el último apartado se resume el proyecto presentando y las conclusiones obtenidas teniendo en cuenta el contenido del cuerpo del trabajo.

Abstract

Nowadays, due to the fuel consumption engines new environmental requirements are being established in the naval sector. The consumption of conventional fuel (diesel-oil or fuel oil) is decreasing because of the emissions generated. So, it is convenient to investigate about new possible propulsion systems less polluting.

Currently, the main bet for merchant ships to achieve these requirements is the LNG propulsion systems. For this reason, the demand for ships that incorporate gas engines is increasing very quickly. Although, sometimes ship companies decide to modify certain parts of the diesel engine and some systems of the ship to consume natural gas.

The present work, structured in 6 chapters, aims to propose a possible solution to this problem in the naval sector. First, an introduction is made about the LNG as fuel used in merchant ships. The second chapter introduces the different types of tugs according to the location and type of propeller. Depending on the operations or functions of the vessel we find so many different types of tugs. Third, in this new chapter the chosen tug and the work made are described. In addition, it includes the characteristics of the two main engines manufactured by Rolls-Royce and its respective specifications of Aquamaster propulsion system. Fourth, we find out about the characteristics of the gas engine. Moreover, in this chapter, gas engine is compared to the diesel engine. To design the new machine room this comparison will be required to know which the elements modify. In the next chapter, it's introduced an evaluation about the advantages and disadvantages between diesel and gas propulsion. Finally, the last chapter summarizes the project presenting the conclusions reached with the thesis.

Índice

RESUMEN	III
ABSTRACT	IV
LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABLAS	IX
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	11
CAPÍTULO 2. TIPOS DE REMOLCADORES SEGÚN LA POSICIÓN DEL PROPULSOR	13
2.1. REMOLCADORES CON PROPULSIÓN A POPA	14
2.1.1. PROPULSIÓN CONVENCIONAL	14
2.1.2. AZIMUTAL	15
2.2. REMOLCADORES CON PROPULSIÓN A PROA	15
2.2.1. VOITH SCHNEIDER	15
2.2.2. AZIMUTAL	16
2.3. REMOLCADOR CON PROPULSIÓN AZIMUTAL ASIMÉTRICA	16
CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN Y OPERATIVA DEL REMOLCADOR PROYECTO	17
3.1. DESCRIPCIÓN DEL REMOLCADOR	17
3.2. SISTEMA DE PROPULSIÓN ACTUAL	20
3.2.1. MOTOR PRINCIPAL	20
3.2.1.1. SISTEMA DE COMBUSTIBLE	22
3.2.1.2. SISTEMA DE PUESTA EN MARCHA	24
3.2.1.3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	26
3.2.1.4. SISTEMA DE LUBRICACIÓN	27
3.2.2. PROPULSORES	28
CAPÍTULO 4. ELECCIÓN DEL MOTOR PROPULSOR	31
4.1. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	34
4.1.1. CARACTERÍSTICAS DEL GAS NATURAL	34
4.1.2. GAS NATURAL COMPRIMIDO	35
4.1.3. GAS NATURAL LICUADO	36
4.1.4. SISTEMA DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR C26:33L8PG	37
4.2. SISTEMA DE PUESTA EN MARCHA	38
4.3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	40
4.4. SISTEMA DE LUBRICACIÓN	41

CAPÍTULO 5. SISTEMAS AUXILIARES AFECTADOS	43
5.1. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DEL COMBUSTIBLE	43
5.1.1. ESPACIO DISPONIBLE	43
5.1.2. DISPOSICIÓN DEL DEPÓSITO DE GNL	46
5.1.3. CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL DEPÓSITO	49
5.1.4. CÁLCULO DE LA AUTONOMÍA DEL REMOLCADOR	51
5.1.5. CÁLCULO DE LA AUTONOMÍA DEL GRUPO ELECTRÓGENO	53
5.2. EVAPORADOR DE GAS NATURAL	54
5.2.1. EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR	55
5.2.2. CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR NECESARIO A TRANSFERIR AL EVAPORADOR DE GNL	57
5.2.3. CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DE AGUA NECESARIA PARA APORTAR EL Q TOTAL	60
5.2.4. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DEL CALOR	61
5.2.5. CÁLCULO DEL ÁREA DE INTERCAMBIO DE CALOR ÚTIL PARA VAPORIZAR EL GNL	63
5.2.6. DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR	64
5.2.7. CAUDAL MÍNIMO NECESARIO PARA LA BOMBA DE GNL	68
5.3. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	69
5.3.1. NECESIDADES DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	69
5.3.2. DISPOSICIÓN DE LOS RECEPTORES EN SALA DE MÁQUINAS	72
5.3.3. NECESIDADES DE LOS COMPRESORES DE AIRE	75
5.4. VARIACIÓN DE PESOS	80
5.4.1. MOTORES PRINCIPALES	80
5.4.2. SISTEMA DE COMBUSTIBLE	80
5.4.3. SISTEMA NEUMÁTICO	82
5.4.3.1. RECEPTORES DE AIRE	82
5.4.3.1. COMPRESORES DE AIRE	84
5.4.4. EVALUACIÓN DEL CONJUNTO	84
5.5. SISTEMA DE GNL PROPUESTO	85
 CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES	 91
 BIBLIOGRAFÍA	 93
 ANEXO 1. DISPOSICIÓN GENERAL DE LOS TANQUES	 95
 ANEXO 2. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL REMOLCADOR	 97

Lista de Figuras

FIGURA 1. PROPULSIÓN CONVENCIONAL	14
FIGURA 2. PROPULSIÓN AZIMUTAL A POPA	15
FIGURA 3. SISTEMA DE PROPULSIÓN VOITH SCHNEIDER	16
FIGURA 4. REMOLCADOR MONTBRIO	18
FIGURA 5. DIMENSIONES PRINCIPALES ROLLS-ROYCE BERGEN C25:33L8P	21
FIGURA 6. MOTOR ROLLS-ROYCE BERGEN C25:33L8P	22
FIGURA 7. BOTELLA DE AIRE	25
FIGURA 8. VÁLVULA TERMOSTÁTICA DEL MOTOR PRINCIPAL DE BABOR	26
FIGURA 9. SALA DE PROPULSORES	29
FIGURA 11. PROPULSOR ACIMUTAL AQUAMASTER	30
FIGURA 12. MOTOR BERGEN C26:33 L8PG	32
FIGURA 13. INSTALACIÓN DE GAS NATURAL COMPRIMIDO	35
FIGURA 14. TANQUE PARA EL ALMACENAMIENTO DEL GNL	36
FIGURA 15. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR C26:33L8PG	38
FIGURA 16. RECEPTOR DE AIRE	39
FIGURA 17. DISPOSICIÓN GENERAL DE LOS TANQUES DEL REMOLCADOR REAL	44
FIGURA 18. COLECTOR DE COMBUSTIBLE DEL REMOLCADOR REAL	45
FIGURA 19. DISPOSICIÓN DE LA ZONA DE POPA VISTA DE PERFIL (DISTANCIAS EN MM).	46
FIGURA 20. DISPOSICIÓN DE LA ZONA DE POPA VISTA DE PLANTA (DISTANCIAS EN MM)	47
FIGURA 21. SECCIÓN DEL TANQUE DE GNL (EN MM)	49
FIGURA 22. CASQUETE ESFÉRICO	50
FIGURA 23. FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR ORV	55
FIGURA 24. INTERCAMBIADOR DE CALOR ORV PARA EL REMOLCADOR	56
FIGURA 25. INTERCAMBIADOR DE QUILLA	59
FIGURA 26. DIRECCIÓN DE LOS FLUIDOS EN EL TUBO DEL EVAPORADOR	63
FIGURA 27. EVAPORADOR DEL REMOLCADOR PROYECTO	66
FIGURA 29. ESPACIO RESERVADO INICIALMENTE PARA DISPONER LAS BOMBAS (EN MM)	68
FIGURA 30. DISPOSICIÓN DEL LOS RECEPTORES EN EL REMOLCADOR REAL	70
FIGURA 31. ESPACIO AÑADIDO PARA DISPONER LOS RECEPTORES	72
FIGURA 32. SECCIÓN DE LAS TUBERÍAS DN50 (MEDIDAS EN MM)	73
FIGURA 33. DISPOSICIÓN DE LOS RECEPTORES EN EL MAMPARO (MEDIDAS EN MM)	74
FIGURA 34. DISPOSICIÓN DE LOS RECEPTORES EN EL MAMPARO A POPA DE LA SALA DE MAQUINAS	75
FIGURA 35. COMPRESORES SAUER WP33L, REMOLCADOR REAL	77

FIGURA 36. COMPRESOR SAUER WP65L	78
FIGURA 37. COMPRESOR DE EMERGENCIA ATLAS COPCO LT 7-30	79
FIGURA 38. DISTRIBUCIÓN DE LA VARIACIÓN DE PESOS	85
FIGURA 39. CIRCUITO DE GNL DEL REMOLCADOR PROYECTO	86
FIGURA 40. REPRESENTACIÓN DE LES TRES FASES QUE HAY EN EL TANQUE DE GNL	87
FIGURA 41. VÁLVULA ANTIRRETORNO DE BOLA CON MUELLE	89
FIGURA 42. VÁLVULA DE TRES VÍAS	90

Lista de Tablas

TABLA 1. DIMENSIONES DEL REMOLCADOR	19
TABLA 2. CAPACIDAD DE LOS TANQUES ESTRUCTURALES	19
TABLA 3. PROPULSIÓN DEL REMOLCADOR	20
TABLA 4. ESPECIFICACIONES DEL MOTOR C25:33L8P	21
TABLA 5. DIMENSIONES MOTOR C25:33L8P	21
TABLA 6. CARACTERÍSTICAS DE ALIMENTACIÓN DEL MOTOR C25:33L8P	22
TABLA 7. CONSUMOS DE AIRE	24
TABLA 8. DIMENSIONES DE LAS BOTELLAS DE AIRE	25
TABLA 9. ESPECIFICACIONES DEL ENFRIADOR DE AIRE, MOTOR C25:33L8P	26
TABLA 10. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL BLOQUE MOTOR, C25:33L8P	27
TABLA 11. CONDICIONES DE TRABAJO DEL LUBRICANTE	28
TABLA 12. DATOS ESPECÍFICOS DEL SISTEMA LUBRICANTE, MOTOR C25:33L8P	28
TABLA 13. ESPECIFICACIONES DEL PROPULSOR	29
TABLA 14. ESPECIFICACIONES DEL MOTOR C26:33L8PG	32
TABLA 15. DIMENSIONES MOTOR C26:33L8PG	32
TABLA 16. PROPIEDADES DEL GNL	36
TABLA 17. CARACTERÍSTICAS DE ALIMENTACIÓN DEL MOTOR C26:33L8PG	37
TABLA 18. CONSUMO DE AIRE POR PUESTA EN MARCHA	39
TABLA 19. DIMENSIONES DE LOS RECEPTORES	39
TABLA 20. ESPECIFICACIONES DEL ENFRIADOR DE AIRE, MOTOR C26:33L8PG	40
TABLA 21. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL BLOQUE MOTOR, C26:33L8PG	40
TABLA 22. DATOS ESPECÍFICOS DEL SISTEMA LUBRICANTE, MOTOR C26:33L8PG	41
TABLA 23. GUÍA DE LUBRICANTES PARA EL MOTOR C26:33L8PG	42
TABLA 24. VOLUMEN DISPONIBLE PARA COLOCAR EL TANQUE ALMACÉN	45
TABLA 25. TIEMPOS DE TRABAJO	52
TABLA 26. VOLUMEN DISPONIBLE DE DIESEL-OIL	54
TABLA 27. TABLA RESUMEN DE LOS CONSUMOS DE AIRE DEL MOTOR DIESEL	70
TABLA 28. TABLA RESUMEN DE LOS CONSUMOS DE AIRE DEL MOTOR DE GAS	71
TABLA 29. DIMENSIONES DEL MAMPARO DE POPA DE LA SALA DE MÁQUINAS	73
TABLA 30. RECEPTORES DE AIRE	73
TABLA 31. DIMENSIONES DEL COMPRESORES SAUER WP33L	77
TABLA 32. DIMENSIONES DEL COMPRESOR SAUER WP65L	78
TABLA 33. TANQUES DE COMBUSTIBLE DE POPA DEL REMOLCADOR REAL	81

TABLA 34. PESO DE LOS RECEPTORES DE AIRE UTILIZADOS EN EL REMOLCADOR REAL	83
TABLA 35. PESO DE LOS RECEPTORES DE AIRE UTILIZADOS EN EL REMOLCADOR PROYECTO	83
TABLA 36. SIMBOLOGÍA DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO DE GNL	86

Capítulo 1. Introducción

El objetivo del presente trabajo consiste en diseñar la sala de maquinas de un remolcador ya existente y hacerle las modificaciones correspondientes para que pase a consumir GNL.

Este diseño se realizara a un remolcador que opera en aguas interiores del puerto de Barcelona y para ello se tendrá en cuenta de hacer las modificaciones necesarias de manera que se dispongan de los equipos más óptimos para este tipo de maniobras.

Todo ello conlleva hacer un estudio sobre los diferentes sistemas que se deberán modificar para cumplir con las expectativas del proyecto y que los motores principales del buque pasen a consumir gas natural. De manera que se revisaran los sistemas teniendo en cuenta los requisitos del motor que se elegirá.

La realización del proyecto implica conocimientos entorno a diversos campos, como es el caso de los diferentes sistemas que se encuentran a bordo, conocimiento y operación con motores de gas, o simplemente los cálculos básicos relacionados con el consumo, volúmenes o propagación de calor que se realizaran en diferentes apartados del trabajo.

Es conveniente comentar que no se entrará en detalle en cuanto a la construcción y diseño de los tanques de almacenamiento del GNL ya que se trata de un tema bastante amplio y que está regido por una serie de normativas y pruebas muy estrictas que se le deben realizar, basadas en el código ASME.

Por otra parte, la idea de este proyecto de final de grado ha surgido a raíz de las exigencias medioambientales que se están dando a cabo estos últimos años. El consumo de combustible convencional se está reduciendo cada vez más debido a las emisiones que genera. El órgano encargado de regular estas emisiones que generan los buques y artefactos navales es la IMO, y lo realiza mediante el convenio internacional MARPOL. Cada vez se están aplicando medidas más estrictas para reducir las emisiones producidas por los combustibles convencionales como, por ejemplo, en las zonas ECA (TIER III).

De manera que viendo la trayectoria, cada vez más estricta, se hace conveniente buscar una alternativa para sustituir el consumo de combustibles convencionales en las embarcaciones. Actualmente la apuesta mayoritaria por la marina mercante para cumplir con los requisitos estipulados por la IMO es el uso del GNL, por este motivo la demanda de buques que incorporen motores que quemen gas está aumentando cada vez más.

En definitiva, este trabajo pretende mostrar un posible proceso de modificación que se le puede realizar a un buque existente como el del presente trabajo que utiliza un motor diesel y se pretende que pase a consumir GNL. Estas modificaciones se realizaran des del punto de vista de su operativa, que es principalmente realizar maniobras en las aguas interiores del puerto de Barcelona.

El buque proyecto, descrito a continuación, pertenece a la empresa *Grupo Rebarsa* que fue una de las primeras empresas fundadas a nivel Europeo, des de 1886 ofrece servicios en el puerto de Barcelona las veinticuatro horas al día de los trescientos sesentaicinco días del año. Ésta empresa está formada por diversas empresas entre las cuales, en el Puerto de Barcelona, destaca Remolcadores de Barcelona y servicio de recogida de residuos MARPOL (SPRA).

Actualmente la empresa está formada por 5 buques remolcadores: MONTALT, MONTCLAR, MONTBRIO, CALA GULLO y CALA SEQUER. Cada uno de estos remolcadores dispone de tres tripulantes a bordo: un capitán o patrón, un jefe de máquinas o mecánico naval y un marinero. Además, en el Puerto de Barcelona, hay otra empresa que también presta servicios de remolque, los cuales entre las dos empresas hacen los servicios conjuntos. Esta empresa, S.A.R. (Sociedad Anónima de Remolcadores) dispone de 3 buque remolcadores: SALVADOR DALI, WILLY T y RAMON CASAS.

El remolcador elegido para la realización del siguiente proyecto es el remolcador MONTBRIO, un remolcador tipo tractor (con propulsión a proa) con un tipo de propulsión azimutal y el cual dispone de dos motores principales colocados en paralelo acoplados a través de una reductora a los propulsores.

Capítulo 2. Tipos de remolcadores según la posición del propulsor

Los buques remolcadores, a lo largo de los años, han tenido un papel muy importante en el transporte marítimo, ayudando a los grandes buques en zonas de difícil acceso donde no gozaban de una buena capacidad de maniobra. Sus orígenes se remontan a la época de los buques a vela, los cuales se trataban de botes a remos. Poco a poco, fueron evolucionando hasta que en el siglo XIX, se construyeron remolcadores dotados con una máquina de vapor accionada mediante palas.

Gracias a la invención del motor diesel se abrió una nueva etapa, y no solamente para el transporte marítimo sino para todos los vehículos, artefactos e infraestructuras que favorecen el desarrollo mundial. En el caso de los remolcadores pasan a disponer de una gran potencia en relación a sus dimensiones lo cual les hace aumentar considerablemente su capacidad de tiro y la respuesta para ejercer la maniobra.

Actualmente se han desarrollado una gran variedad de diferentes tipos de remolcadores, cada uno de ellos diseñado para cumplir con una serie de requisitos determinados.

Existen diferentes tipos de clasificación para designar a un buque remolcador, básicamente podemos distinguir tres categorías: según el lugar de operación, según el tipo de propulsión que se utiliza o según la función que deben realizar.

El siguiente trabajo, enfocado al dimensionamiento de la sala de máquinas de un remolcador hace evidente hacer una pequeña introducción según el tipo de propulsión que puede utilizar un remolcador.

Según la localización del propulsor se distinguen:

- ▶ Remolcadores con propulsión a popa
 - Propulsión convencional
 - Azimutal
- ▶ Remolcadores con propulsión a proa (tipo tractor)
 - Voith Schneider
 - Azimutal
- ▶ Remolcador con propulsión azimutal asimétrica

2.1. Remolcadores con propulsión a popa

2.1.1. Propulsión convencional

Este sistema de propulsión, formado por una o más hélices, está basado en el acople directo, a través de una reductora, entre el motor propulsor y la hélice mediante un eje rígido. Con propulsión a popa es habitual colocar la maquinilla de remolque en la zona de proa, sobre todo si se trata para realizar maniobras en el interior de un puerto ya que al aumentar la distancia, en el plano horizontal, entre la maquinilla y el propulsor se consigue mejorar la maniobrabilidad y la efectividad del remolque.

Además, con la finalidad de aumentar la capacidad de remolque se suele instalar hélices en tobera. Las más conocidas son las toberas Kort (en honor al físico Ludwing Kort que realizó el estudio), que consiste en una tobera alrededor de una hélice y que tiene la finalidad de incrementar la velocidad del flujo de agua en torno al propulsor, aumentando así su rendimiento y el empuje generado en relación a una hélice sin tobera.

Por otra parte cabe destacar que el tipo de hélice utilizado puede ser de paso fijo o de paso controlable. Las hélices de paso variable a diferencia de las de paso fijo son capaces de girar alrededor de su eje cambiando el ángulo de ataque. Si el ángulo alcanza valores negativos de creará una inversión de empuje, ya sea para el frenado o para la marcha atrás sin la necesidad de cambiar la dirección de rotación del eje. Son de gran eficacia pero tienen el inconveniente de que en ciertos ángulos pueden cavitatar.



Figura 1. Propulsión convencional

2.1.2. Azimutal

Este sistema de propulsión, a diferencia del caso anterior, la transmisión de potencia desde el motor hasta la hélice se hace a través del eje y el sistema azimutal. Al igual que en el caso anterior es habitual colocar la maquinilla de remolque en la zona de proa con la finalidad de mejorar la maniobrabilidad de la embarcación. Además, algunos, disponen de una segunda maquinilla de remolque en la zona de popa de la cubierta principal para el caso de que se requiera hacer un remolque de altura, ya que no requiere tanta maniobrabilidad.

El propulsor azimutal permite orientar la hélice a 360º de la horizontal, de modo que la propia hélice hace de timón. Además suelen disponer de una tobera entorno a la hélice incrementando el tiro que se genera en la maniobra. Las hélices pueden ser de paso variable o paso fijo.



Figura 2. Propulsión azimutal a popa

2.2. Remolcadores con propulsión a proa

2.2.1. Voith Schneider

También conocidos como propulsores epicicloidales. Este propulsor consta de unas palas dispuestas verticalmente, en la parte inferior de la quilla, que giran sobre un eje variable también vertical siguiendo una trayectoria circular, lo que permite el desplazamiento del buque en cualquier dirección.

La principal ventaja de este tipo de propulsores es la maniobrabilidad, aunque tienen menor rendimiento que las hélices convencionales.

En los remolcadores tipo tractor el Voith está dispuesta a un tercio de la proa y el chigre de remolque se sitúa sobre la cubierta principal en la parte de popa.



Figura 3. Sistema de propulsión Voith Schneider

2.2.2. Azimutal

Como se ha comentado anteriormente la transmisión de potencia desde el motor hasta la hélice se hace a través del eje y el sistema acimutal, pero en el caso de un remolcador tipo tractor el sistema azimutal está dispuesto a un tercio de la proa del remolcador. A diferencia del Voith Schneider el propulsor es una hélice en tobera cuyo eje motoriz es vertical, lo que permite orientar la hélice a 360º del plano horizontal.

Sobre la cubierta principal, en popa, se sitúa el chigre de remolque con una capacidad de frenado de hasta tres veces la tracción del remolcador. Además, a popa de chigre se dispone de una arco (en forma de U invertida) por donde pasa el cabo de remolque.

En ocasiones, estos tipos de propulsores son conocidos como Schottel aunque existen otros fabricantes como: Aquamaster, Kamewa, Ulstein, Niigata...

2.3. Remolcador con propulsión azimutal asimétrica

El sistema propulsor azimutal asimétrico dispone de dos motores principales que transmiten la potencia a la hélice a través de un eje rígido y el sistema azimutal. Los propulsores azimutales están situados paralelamente, uno a babor en popa y el otro a estribor en proa, con lo que se consigue una gran maniobrabilidad.

Capítulo 3. Descripción y operativa del remolcador proyecto

3.1. Descripción del remolcador

El buque elegido para realizar el siguiente proyecto ha sido el remolcador MONTBRIO. Se trata de un remolcador azimutal tipo tractor (propulsión a proa) el cual dispone de dos motores principales Roll-Royce, Marine Bergen con una potencia efectiva de 2400 kW cada uno de ellos colocados en paralelo en la mitad hacia popa del buque. Se tratan de motores 4T capaces de ofrecer aceleraciones relativamente elevadas como para poder satisfacer las necesidades de maniobra de los buques mercantes que contratan sus servicios.

El remolcador es capaz de generar 77 toneladas de tiro para dar servicio en alta mar o en puerto. Además, está complementado con un sistema, denominado sistema FI-FI, para la extinción de incendios que puedan suceder en otros buques o en alguna zona de tierra cercana al agua. Para ello, se emplean dos cañones, uno a cada lado del buque, situados en la parte más alta del puente para poder llegar a distancias lejanas con el chorro de agua que sale a presión. Por otra parte también dispone de un sistema oil-recovered que utiliza barreras y skimmers para hacer una limpieza de hidrocarburos en caso de derrame.

El MONTBRIO es un remolcador de altura, es decir, puede operar en alta mar realizando operaciones de remolque o salvamento. Su uso es básicamente como remolcador de puerto aunque en ocasiones puntuales también realiza servicios fuera del puerto. Al tratarse de un buque remolcador de pequeñas dimensiones y que suele operar en puerto este solo consume diesel-oil, aparte de no disponer de los sistemas necesarios para poder quemar fueloil.



Figura 4. Remolcador MONTBRIO

El puente de gobierno, dispuesto en la parte más alta del buque tiene una amplia visibilidad para controlar todo lo que pueda suceder alrededor del remolcador y facilitar la seguridad y eficacia de la maniobra. Por este motivo se disponen de ventanas en todo el contorno del puente.

En el interior, en la zona de habilitación dispone de cuatro camarotes dormitorio, dos baños, una cocina y una sala principal que incorpora una mesa y un sofá.

En la cubierta principal, en la parte de babor, justo antes de la puerta para realizar el embarque o desembarque, se alojan las seis botellas de CO₂. En cambio en la zona de estribor, por encima de las mismas cuadernas se dispone un pañol que se utiliza para guardar cabos de respeto y equipos de escape y de protección individual. Justo a la derecha de este pañol (hacia proa) hay el pasillo central que atraviesa de babor a estribor y comunica con la habilitación por la parte de proa y con el guardacalor por la parte de popa. En la parte de popa de la superestructura, en la cubierta principal, hay una segunda entrada al guardacalor y a su costado de estribor hay el pañol de pinturas y donde se almacenan todos los productos químicos.

En la zona de proa del entrepuente se disponen dos balsas salvavidas, situadas una a babor y la otra a estribor. Estas balsas están diseñadas para transportar un número máximo de 8 tripulantes cada una. Además en esa misma zona de estribor hay el bote de rescate que solo se utilizara en caso de emergencia.

El sistema de remolque, ubicado en la parte de popa de la cubierta principal, perteneciente a la marca IVERCISA y dispone de un carretel más uno de respeto. Cada carretel dispone de un sistema de embrague para poder ser accionado. El sistema por el cual están accionados es hidráulico. Además, en la imagen se puede observar como a popa del chigre de remolque se dispone de una arco (en forma de U invertida) por donde pasa el cabo de remolque. El tanque que almacena el aceite hidráulico de la maquinilla junto con las bombas se encuentra en la zona del guardacalor.

A continuación se muestran las tablas con las características del remolcador:

Dimensiones	
Eslora total	29,5 metros
Manga máxima	11 metros
Puntal	4 metros
Calado máximo	6,95 metros
Fuerza de tiro	77 toneladas
Desplazamiento en rosca	550,57 toneladas
Número IMO	9361299
Año de construcción	2007
Sociedad de Clasificación	Germanischer Lloyd
Puerto Base	Barcelona
Astillero de construcción	Astilleros Zamakona (Bilbao)

Tabla 1. Dimensiones del remolcador

Capacidad de los tanques estructurales	
Tanques Almacén	141,5 m ³
Tanques de Agua de lastre	92,71 m ³
Tanques de Agua dulce	29,65 m ³
Tanque de Aceite sucio	4,47 m ³
Tanque de Aceite de los motores principales	4,64 m ³
Tanque de Aceite de los propulsores	4,64 m ³
Tanque de Lodos	4,47 m ³

Tabla 2. Capacidad de los tanques estructurales

El volumen anotado anteriormente corresponde al volumen total de los diferentes tanques que almacenan el mismo fluido. De manera que el remolcador dispone de los siguientes tanques:

- 8 tanques de combustible (diesel-oil)
- 2 tanques de servicio diario
- 1 tanque de reboses
- 2 tanques de lastre
- 2 tanques de agua dulce sanitaria
- 1 tanque de aceite sucio
- 1 tanque de aceite para los motores principales
- 1 tanque de aceite para los propulsores
- 4 tanques no estructurales para el almacenamiento de diferentes tipos de aceites
- 1 tanque de lodos
- 2 tanques de líquido espumógeno
- 2 tanques no estructurales de agua dulce para la refrigeración

3.2 Sistema de propulsión actual

En este presente apartado se pretende conocer el sistema de propulsión del remolcador compuesto principalmente por los dos motores principales acoplados directamente a los propulsores azimutales Aquamaster. Por este motivo el sistema de propulsión consta de dos salas, una sala de máquinas donde hay los motores principales y otra para propulsores.

Propulsión	
Motores principales	Rolls-Royce, Marine, Bergen C25:33L8P
Potencia efectiva	2 × 2400 kW
Propulsores	Aquamaster USS 255 CP

Tabla 3. Propulsión del remolcador

3.2.1. Motor principal

En la sala de maquinas, además de haber los motores principales y auxiliares se encuentran otros sistemas fundamentales para el correcto funcionamiento del remolcador. Entre ellos destaca el sistema neumático de puesta en marcha formado por dos botellas de 500 litros cada una y 3 compresores del cual se describirá más adelante, diferentes válvulas y bombas que forman el sistema contraincendios, el sistema FI-FI formado por dos bombas centrifugas y dos multiplicadoras acopladas al motor principal (una para cada motor), las purificadoras de diesel-oil y de aceite lubricante de los motores principales, entre otros elementos.

Como ya se ha comentado, el remolcador consta de dos motores Roll-Royce Bergen Tipo C con una potencia efectiva de 2400 kW cada uno de ellos. Estos motores, colocados en paralelo, están ubicados en la mitad hacia popa del buque.

Los Bergen tipo C son motores 4T con una disposición de los cilindros en línea, con un diámetro interior de 250 mm y 330 mm de carrera. Se trata de un motor capaz de llegar a 1000 rpm y ofrecer aceleraciones relativamente rápidas como para satisfacer las necesidades de los buques mercantes que contratan sus servicios.

Motor Roll-Royce Bergen C25:33L8P	
Nº de cilindros	8
Diámetro interior	250 mm
Carrera	330 mm
Cilindrada	16,2 dm^3
Tipo	4 tiempos
Grado de compresión	16:1
Velocidad nominal	1000 rpm
Potencia nominal	2400 kW
Consumo específico de gasoil	185 g/kWh
Tipo de turbocompresor	ABB A145
Temperatura nominal del agua de refrigeración en la salida	90°C
Caudal de agua de refrigeración en la etapa de alta temperatura	61 m^3/h
Aceite lubricante	SAE 40 (Disola M 4015)
Presión habitual de arranque	30 bar
Presión mínima de arranque	18 bar
Tipo de inyección	Inyección indirecta
Año de construcción	2006

Tabla 4. Especificaciones del motor C25:33L8P

Dimensiones principales:

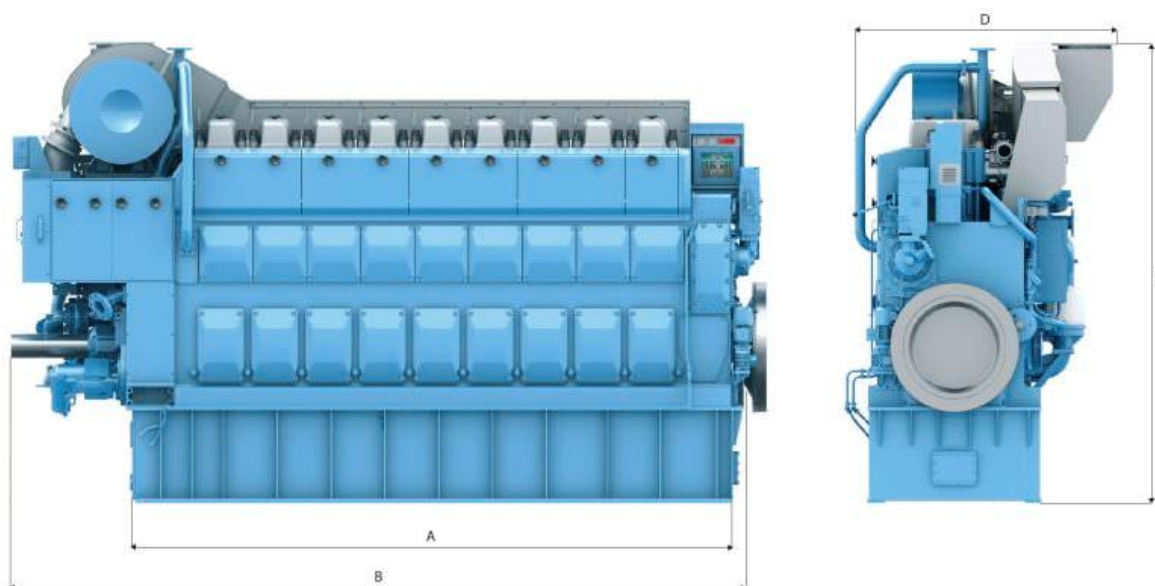


Figura 5. Dimensiones principales Rolls-Royce Bergen C25:33L8P

Dimensiones Motor Roll-Royce Bergen C25:33L8P (en mm)				
A	B	C	D	Peso
3930	4796	3230	1873	23.900 kg

Tabla 5. Dimensiones motor C25:33L8P

Este motor está sobrealimentado por un turbocompresor ABB A 145 con un enfriador que efectúa el intercambio de calor en dos etapas. Además es capaz de operar con combustibles de una viscosidad hasta 700 cSt a 50°C (IF700). Al tratarse de un buque de pequeñas dimensiones y que habitualmente

opera en el puerto de Barcelona sólo consume diesel-oil, aparte de que no dispone de los sistemas necesarios para dar la viscosidad necesaria a un fueloil pesado.



Figura 6. Motor Rolls-Royce Bergen C25:33L8P

El acople entre el motor principal y el propulsor es directamente con un eje, es decir, no utiliza una reductora para disminuir las rpm. El propulsor Aquamaster puede trabajar de dos formas distintas. Una primera, consistiría en mantener las revoluciones del motor fijas variando el ángulo de ataque de las palas, modificando, de este modo, la velocidad del buque. Una segunda opción de operación, y la más habitual, consistiría en modificar las revoluciones del motor en función de la carga que se necesite y variando el ángulo de paso. Este proceso es regulado por un automatismo que en función de la carga modificara el ángulo de ataque de las palas.

3.2.1.1. Sistema de combustible

El sistema de combustible, consta de una bomba de baja presión para cada motor que aspira diesel oil del tanque de servicio diario, impulsando el combustible a una presión alrededor de los 5-7 bar. Estas bombas envían el combustible a una línea, de la cual aspira cada una de las 8 bombas de inyección que dispone el motor, una para cada cilindro conectadas a un eje común. Cada bomba dispone de un sistema que deja de alimentar el cilindro en caso de emergencia.

Características principales de la alimentación del motor C25:33L8P	
Consumo específico de fuel	185 g/kW*h
Consumo de gasoil a MCR	600 l/h
Consumo de aire	17900 kg/h
Presión del aire de carga en la entrada	4,2 bar
Alarma de alta velocidad del turbocompresor	36200 rpm

Tabla 6. Características de la alimentación del motor C25:33L8P

Por otra parte, cabe destacar el sistema de control de temperatura que tienen todos los motores tipo C en las toberas de los inyectores. El objetivo principal es mantener la temperatura de las toberas lo suficientemente baja como para que no se produzca la formación de depósito de suciedad que pueden llegar a taponar los orificios de la tobera. Por este motivo es importante tener la temperatura controlada teniendo en cuenta que debe ser lo suficientemente alta para evitar la corrosión en frío cuando el motor trabaja a bajas cargas.

Además, con el propósito de evitar que se produzca corrosión en frío y prevenir la formación de una sustancia viscosa debido a la baja temperatura que pueda tener el diesel los motores Bergen C disponen de un calentador de diesel oil en la línea de retorno al motor. Estos calentadores están diseñados para que mantengan la temperatura del diesel oil por encima de los 20°C. Utilizan agua dulce, procedente del intercambiador de aceite del motor principal y por lo tanto, con una temperatura relativamente elevada como para realizar el intercambio de calor y aumentar la temperatura del diesel oil por encima de los 20°C.

- *Volumen total de gasoil* = $132,824 \text{ m}^3$
- *Consumo específico* = 600 l/h

$$\text{Consumo específico de un motor} = 600 \frac{\text{l}}{\text{h}} * \frac{\text{m}^3}{1000\text{l}} = 0,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Autonomía} = 132,824 \text{ m}^3 * \frac{\text{h}}{0,6 \text{ m}^3} = 221,3733 \text{ h} \div 2 \text{ motores} = \mathbf{110,686 \text{ h}}$$

La autonomía obtenida anteriormente corresponde a las horas de funcionamiento de los motores principales a plena carga sin tener en cuenta el consumo de los auxiliares. De modo que la autonomía obtenida no es totalmente cierta ya que en navegación los auxiliares también consumen diesel y este consumo también se debería tener en cuenta.

Al no disponer del consumo específico de los motores auxiliares se realizará una aproximación a partir de las especificaciones de un grupo electrógeno que tiene unas características similares. El grupo electrógeno elegido ha sido el CUMMINS 175 kVA. El motivo por el cual se ha elegido este motor para realizar el cálculo ha sido porque, al igual que los auxiliares instalados en el remolcador real, tiene 6 cilindros y una cilindrada total similar. Además, la potencia del motor escogido, 190 kW (258 CV), es superior a la potencia que ofrece el auxiliar instalado en el remolcador real, 170 kW (232 CV). De este modo se establece un factor de seguridad más restrictivo para realizar el cálculo ya que posiblemente al tener más potencia, el motor escogido, consumirá más combustible que el motor instalado en el remolcador real. A parte de que todos dos grupos electrógenos trabajan a 1500 rpm / 50Hz.

El remolcador dispone de dos grupos electrógenos pero a efectos de cálculo se considerará que sólo uno de ellos está en funcionamiento produciendo la electricidad que se consume a bordo ya que generalmente se navega con un sólo auxiliar.

- *Volumen total de gasoil* = $132,824 \text{ m}^3$
- *Consumo específico del motor principal* = 600 l/h
- *Consumo específico del auxiliar* = 40 l/h

$$\text{Consumo específico de los motores principales} = 600 \frac{l}{h} * 2 \text{ motores} = 1,2 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Consumo específico del grupo electrógeno} = 40 \frac{l}{h} = 0,04 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Consumo específico total} = 1,2 \frac{m^3}{h} + 0,04 \frac{m^3}{h} = 1,24 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Autonomía total} = 132,824 m^3 * \frac{h}{1,24 m^3} = \mathbf{107,12 h}$$

El valor obtenido en el cálculo anterior corresponde a la autonomía del remolcador en el supuesto caso de que los motores principales y el auxiliar trabajasen a plena carga durante todo este período. Al comparar este resultado con la autonomía que ofrecen los motores principales sin utilizar el grupo electrógeno (caso hipotético) se observa que el resultado no difiere demasiado. Esto es debido a que el motor auxiliar tiene un consumo específico muy bajo en relación al consumo de los motores principales. Es necesario remarcar que las horas de autonomía calculadas corresponden a la peor situación posible, cuando los motores, tanto de propulsión como los auxiliares, trabajan a plena carga y por lo tanto el consumo es el máximo admitido por estos motores.

3.2.1.2. Sistema de puesta en marcha

Como ya se ha indicado anteriormente se trata de un motor que utiliza un sistema neumático para la puesta en marcha. A diferencia de otros modelos en los cuales introducen el aire a presión en el interior de los cilindros éste dispone de un motor, accionado neumáticamente, que actúa sobre una corona dentada y se acopla al volante de inercia con la finalidad de hacer rotar el cigüeñal y efectuar la puesta en marcha del motor.

La puesta en marcha se produce en dos etapas, es decir, en la primera etapa el aire entra en el motor neumático con una presión lo suficientemente baja como para engranar la corona dentada del motor el volante de inercia. En cambio, en la segunda etapa es cuando se introduce aire a una presión más alta, lo suficiente como para hacer girar el cigüeñal y efectuar la puesta en marcha del motor. Este proceso es tan rápido que es casi imperceptible con el oído.

Aplicación	Tipo	Cilindros	Velocidad	Consumo de aire	Mínima presión	Volumen por cada 3 puestas en marcha	Nº de puestas en marcha	
			rpm	Nm^3/start	bar	litres	250l	500l
Propulsión	C	6	900/1000	0,75	15	100	6,0	11,0
Propulsión	C	8	900/1000	0,9	18	150	4,3	7,7
Propulsión	C	9	900/1000	1	20	200	3,5	6,0

Tabla 7. Consumos de aire

Como se puede observar en la tabla 7 el motor neumático que dispone el C25:33 L8P consume $0,9 \text{ m}^3/\text{start}$ de aire, es decir, en cada puesta en marcha el motor consume 0,9 metros cúbicos nominales de aire. Según el fabricante, con una botella de aire de 500 litros, como es el caso del MONTBRIO, permite realizar la puesta en marcha del motor hasta un máximo de 7 veces, teniendo en cuenta que la botella se encuentra inicialmente a 30 bares.

Para realizar el llenado de las botellas de aire comprimido se utilizan dos compresores accionados por un motor eléctrico cada uno de ellos. Se tratan de compresores alternativos pertenecientes a la marca SAUER, modelo WP33L y que constan de dos cilindros cada uno. La compresión es efectuada en dos etapas, con la finalidad de comprimir más el aire y efectuar el llenado de las botellas más rápidamente. Este compresor, concretamente tiene una capacidad de $31,5 \text{ m}^3/\text{h}$ con una presión máxima de trabajo de 40 bar. Hay la posibilidad de que funcionen manualmente o automáticamente.

Además, tal y como indica la normativa, hay un compresor de emergencia accionado manualmente mediante un motor diesel por si fallan los compresores mencionados anteriormente. Este compresor, pertenece al mismo fabricante SAUER, modelo WP15L, pero con una capacidad inferior, de $15 \text{ m}^3/\text{h}$.

Además el fabricante facilita las dimensiones de las distintas botellas que se pueden colocar para realizar la puesta en marcha:

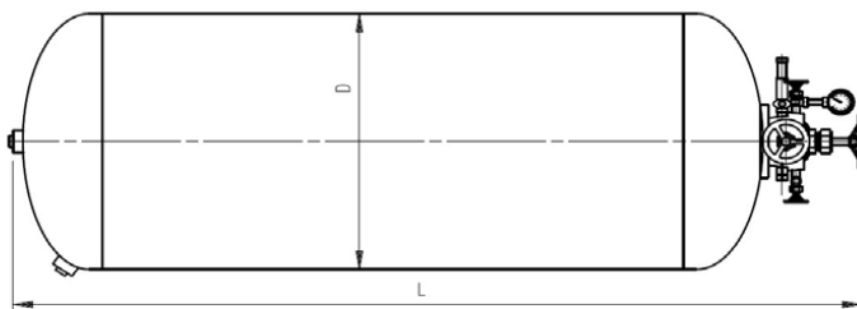


Figura 7. Botella de aire

Volumen (litros)	L (mm)	D (mm)	Peso (kg)
125	2050	324	170
250	2010	480	274
500	3470	480	450
750	3150	650	650
1000	3826	650	797

Tabla 8. Dimensiones de las botellas de aire

3.2.1.3. Sistema de refrigeración

Por otro lado, el sistema de refrigeración está dividido en dos sistemas principales, el sistema de alta temperatura (HT) y el sistema de baja temperatura (BT).

El sistema de baja temperatura (LT) utiliza agua dulce para realizar el intercambio de calor y refrigera los elementos que están sometidos a temperaturas relativamente altas como el enfriador de aire (en la etapa de baja temperatura), la refrigeración del aceite del motor principal o la refrigeración del sistema de alta temperatura. Cuando el sistema ha refrigerado todos los elementos del circuito, y por lo tanto se encuentra en la temperatura más alta del ciclo éste se refrigera mediante agua de mar, utilizando un intercambiador de quilla, conocido también como *box-cooler* (denominación del inglés) para realizar el intercambio de calor y disminuir su temperatura.

Especificaciones del enfriador de aire	
<u>Etapa de baja temperatura</u>	
- Temperatura máxima de entrada	37°C
- Caudal de líquido refrigerante	70 m ³ /h
- Máximo caudal de líquido refrigerante	84 m ³ /h
<u>Etapa de alta temperatura</u>	
- Caudal de agua	61m ³ /h

Tabla 9. Especificaciones del enfriador de aire, motor C25:33L8P

Además, este sistema de baja temperatura dispone de una válvula termostática que dependiendo de la temperatura en la que se encuentre el agua se recirculará por el intercambiador de quilla o la enviará hacia el motor principal. Este control de temperaturas es importante para obtener una buena combustión y también para evitar la condensación del agua en los enfriadores de aire cuando el motor trabaja a bajas revoluciones. Esta válvula trabaja en un rango de temperaturas comprendido entre 29 °C y 41 °C.



Figura 8. Válvula termostática del motor principal de babor

El sistema de alta temperatura (HT) al igual que el sistema de baja temperatura también utiliza agua dulce para la refrigeración de los elementos que están sometidos a las tensiones térmicas más elevadas del motor. Estos elementos son la etapa de alta temperatura del enfriador de aire, conocido también

como “intercooler” y el bloque del motor, por este motivo que muchas veces este sistema se conoce como sistema de refrigeración de las camisas.

Sistema de refrigeración del bloque motor	
Caudal de la bomba	61 m ³ /h
Capacidad de líquido en el bloque	135 l
Temperatura nominal en la salida del motor	90 °C
Volumen del tanque de expansión (para dos motores)	500 l
Altura del tanque de expansión respecto al motor	3-10 m

Tabla 10. Sistema de refrigeración del bloque motor, C25:33L8P

Destacar también, que el sistema de alta temperatura al igual que el sistema de baja temperatura dispone de una válvula termostática que trabaja en un rango de temperaturas comprendido entre 82 °C y 91 °C. Para un buen control de temperatura la caída de presión en la válvula debe ser de 0,14 a 0,5 bar. Esta válvula está regulada por una unidad de control que dependiendo de la temperatura que indique el sensor y la temperatura ajustada programable actuará recirculando más o menos caudal por el circuito.

Los intercambiadores que se utilizan para realizar el intercambio de calor entre el sistema de baja temperatura y de alta temperatura son intercambiadores de placas de acero inoxidable. Las tuberías de refrigeración, en las que circula agua dulce por su interior están fabricadas de acero al carbono y tal y como indica la normativa el agua que circula por su interior no deberá superar los 4 m/s para evitar pérdidas excesivas de presión y erosión del circuito.

3.2.1.4. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación utiliza un lubricante principal para lubricar y refrigerar todos los elementos sometidos al desgaste. Tiene ramificaciones separadas que se encargan de lubricar la turbo y el sistema de aceite que tienen las toberas. El sistema consta de una bomba principal que tiene una capacidad de 83 m³/h y una válvula de seguridad tarada a una presión de 4 - 4,5 bar. Además, el propio motor incorpora una bomba, con una capacidad más reducida, de 11,8 m³/h a 5 bar, accionada por un motor eléctrico que consume una potencia de 6,6 kW a 380 V y 50 Hz. Esta bomba se utiliza para realizar la prelubricación antes de la puesta en marcha del motor.

El lubricante SAE 40 es el utilizado en este motor. En el mercado existen diferentes marcas y modelos que se adaptan a las condiciones del aceite SAE 40, concretamente el motor del remolcador proyecto contiene el aceite DISOLA MT 40 de la marca TOTAL LUBMARINE.

Aceite lubricante SAE 40	
Temperatura mínima del lubricante	15 °C
Temperatura de trabajo del lubricante	60 °C
Temperatura máxima de diseño del lubricante	100 °C
Rango de filtrado del cartucho	15 micras
Eficiencia del filtrado (parámetro beta)	90% a > 16µm y 98% a > 20µm
Presión de trabajo	5 bar
Presión de diseño	10 bar

Tabla 11. Condiciones de trabajo del lubricante

El tanque donde se almacena el aceite tiene una capacidad de $4,64 \text{ m}^3$ y está ubicado en el doble fondo de babor de la sala de propulsores. Además el sistema de aceite dispone de una purificadora, de la marca ALFA LAVAL, para hacer una limpieza de las impurezas que pueda contener el aceite.

Datos específicos	
Capacidad de la bomba principal	$83 \text{ m}^3/\text{h}$
Presión de trabajo	4-5 bar
Alarma de baja presión	2,5 bar
Shut-down	1,7 bar
Temperatura de trabajo	60 °C
Alarma de alta temperatura	70 °C
Consumo específico	$0,7 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$
Alto nivel de aceite en el cárter	1665 l
Bajo nivel de aceite en el cárter	1390 l

Tabla 12. Datos específicos del sistema de lubricación, motor C25:33L8P

3.2.2. Propulsores

En la sala de propulsores es donde están colocados los dos propulsores azimutales en paralelo el uno del otro. Al tratarse de un remolcador tipo tractor la sala de propulsores se encuentra a proa de la sala de máquinas y que comunican a través de una única puerta estanca. Además, en esta sala es donde están ubicados los cuadros eléctricos principales del remolcador, la planta séptica y el separador de sentinas. Estos elementos en principio no afectaran a las modificaciones que se pretenden realizar en el presente proyecto.

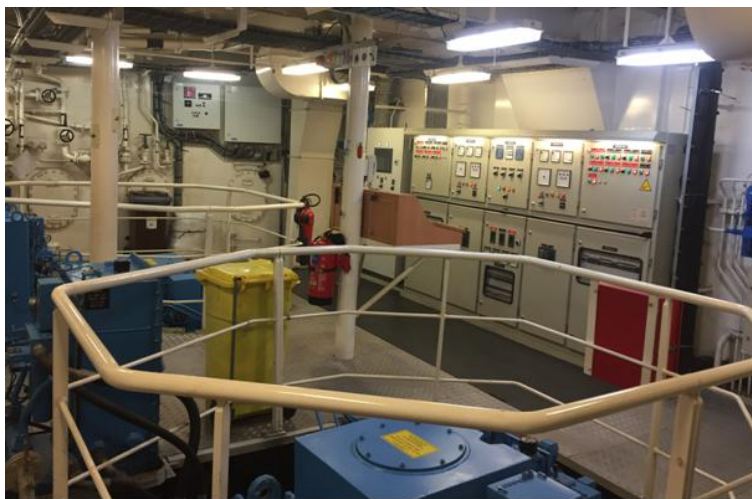


Figura 9. Sala de propulsores

Estos propulsores azimutales son los que permiten que el buque tenga una gran capacidad de maniobra, ya que pueden rotar en cualquier dirección, es decir, pueden rotar los 360° sobre el plano horizontal con la finalidad de orientar las palas hacia donde se requiera desplazar el buque.

Propulsor Aquamaster USS 255 CP	
Distancia del eje conductor al eje propulsor	3.550 mm
Potencia máxima de entrada	2389 kW a 1000 rpm
Par máximo de entrada	22,8 kW
Ángulo de giro	360°
Velocidad de giro recomendada	226 rpm
Aceite de lubricación	Supertauro 150

Tabla 13. Especificaciones del propulsor

El propulsor se encarga de mover la hélice de paso controlable y de 2600 mm de diámetro. El control del paso de la hélice es efectuado por un automatismo y una serie de presostatos que en función de la carga que se necesite y las revoluciones en que se encuentre el motor aumentará o disminuirá el paso, incrementando así la efectividad de la maniobra. El paso se modifica a través de unos cilindros incorporados en el interior del núcleo de la hélice que están accionados por un sistema hidráulico.

Además este tipo de propulsor tiene la función de embragar o desembragar con el motor principal. El eje que conecta el motor principal con el propulsor ha sido suministrado por la misma empresa Aquamaster. Con el propósito de evitar un exceso de ruido y vibraciones la unión entre el propulsor y el motor se realiza mediante un eje con un acoplamiento elástico de alta resistencia que permite que la transmisión no sea totalmente rígida y se pueda absorber parte de las vibraciones que se producen. Este acoplamiento elástico ha sido suministrado por el fabricante Vulkan.



Figura 11. Propulsor Azimutal Aquamaster

Como ya se ha especificado anteriormente en las especificaciones los propulsores disponen de un tanque estructural de aceite lubricante ubicado en el doble fondo de estribor de la sala de propulsores, este aceite perteneciente al fabricante Repsol es del tipo Supertauro 150. El lubricante es impulsado a través de una bomba de engranajes acoplada, mediante una correa de un material elástico, al eje de transmisión.

Teniendo en cuenta la finalidad del proyecto se debe tener presente que si no se modifica la potencia ni las revoluciones se podrá instalar un motor que consuma gas sin la necesidad de modificar el propulsor descrito anteriormente. Por otro lado será necesario determinar si el motor de gas que se elegirá se podrá disponer en el espacio del motor actual. De manera que, en el siguiente apartado, se intentará elegir un motor principal que se adapte a esas características.

Capítulo 4. Elección del motor propulsor

En este apartado se pretende escoger y describir el motor, que consuma gas natural, más adecuado para las condiciones de funcionamiento y de instalación en nuestro remolcador proyecto. El motor escogido, al igual que el motor descrito en el capítulo 3, pertenece al fabricante Roll-Royce. Se trata de un motor que también pertenece a la familia de Tipo C y esto hace que tengan unas características muy similares, este motor es el Bergen C26:33L8PG.

Uno de los factores más importantes que se han tenido en cuenta a la hora de escoger el motor, alimentado por gas, para ser instalado en la sala de maquinas de nuestro remolcador proyecto ha sido la potencia. De modo que se ha intentado buscar un motor que ofreciera una potencia similar al motor instalado en el remolcador real (el Bergen C25:33 L8P).

Además otro factor que se debe tener en cuenta a la hora de escoger el motor propulsor ha sido sus dimensiones. Es imprescindible elegir un motor que se pueda adapte a la sala de máquinas del remolcador proyecto sin la necesidad de hacer grandes modificaciones. Teniendo en cuenta que en la zona de proa del motor debe haber una separación para poder acceder a la parte de babor de la sala de máquinas. Por otra parte, se debe tener presente que en la parte de popa de cada motor hay instalado la bomba y la multiplicadora del sistema FI-FI.

También se debe tener presente factores no tan evidentes como el número de cilindros que debe tener el motor teniendo en cuenta la relación que mantienen la hélice y el motor (en el caso de que no se cambie la hélice). El número de palas no puede ser proporcional al número de cilindros ya que la resultante de los dos focos que emiten vibraciones se sumarían y producirían vibraciones tan elevadas que contribuirían a disminuir la vida útil de la maquinaria.

Al igual que el tipo C25:33 se trata de un motor de 4T con una disposición en línea de los 8 cilindros que tiene, con un diámetro interior de 260 mm y 330 mm de carrera. Se trata de un motor que ofrece 2160 kW de potencia a 1000 rpm.

En la siguiente tabla se muestran las características principales que tiene el motor escogido, el C26:33L8PG:

Motor Roll-Royce Bergen C26:33L8PG	
Nº de cilindros	8
Diámetro interior	260 mm
Carrera	330 mm
Cilindrada por cilindro	17,52 dm ³
Tipo	4 tiempos
Grado de compresión	
Velocidad nominal	1000 rpm
Potencia nominal	2160 kW
Consumo específico	360 kg/h (a 1000 rpm)
Tipo de turbocompresor	ABB TPS-57_VTG
Temperatura nominal del agua de refrigeración en la salida	90 °C
Caudal de agua de refrigeración en la etapa de alta temperatura	61 m ³ /h
Aceite lubricante	SAE 40
Presión habitual de arranque	30 bar
Presión mínima de arranque	15 bar
Tipo de inyección	Inyección indirecta

Tabla 14. Especificaciones del motor C26:33L8PG

Dimensiones principales:

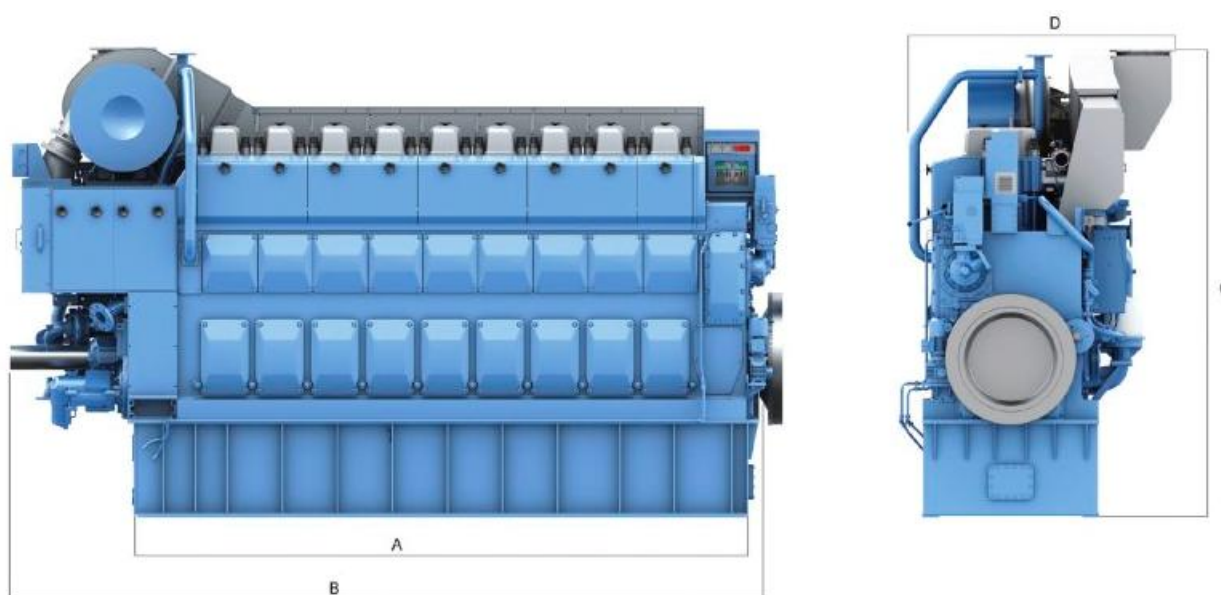


Figura 12. Motor Bergen C26:33 L8PG

Dimensiones Motor Roll-Royce Bergen C26:33L8PG (en mm)				
A	B	C	D	Peso
3930	4796	3195	1748	20.700 kg

Tabla 15. Dimensiones motor C26:33L8PG

Como se puede observar en la tabla anterior este motor tiene unas dimensiones muy similares a las del motor C25:33L8P. En longitud, tan A como B, son exactamente iguales a las del motor diesel. La altura, C, es 35 mm inferior al motor diesel y por último la anchura, D, es 125 mm más delgado al C25:33L8P.

Teniendo en cuenta las dimensiones especificadas en los planos del fabricante en ambos casos la superficie de las patas que soportan el motor y lo unen con los polines tienen una anchura de 200 mm y además, la máxima distancia que separa las dos patas observando el motor frontalmente es de 2000 mm. De modo que se podría instalar el motor encima de los mismos polines sin la necesidad de ser modificados ya que los agujeros donde van colocadas las tuercas se encuentran exactamente en el mismo punto.

Por otra parte, en ambos motores el centro donde debe ir acoplado el eje que lo une con el propulsor se encuentra a una altura de 700 mm respecto a la línea base (incluyendo las patas). Esto supondría que no sería necesario modificar la altura de la bancada o de los polines ya que estaría alineado con el eje. Además, al tratarse de motores que tienen la misma longitud, el eje que sobresale por la parte de popa del motor y que va acoplado a la multiplicadora del sistema FI-FI se encontraría a la misma altura ya que está alineado con el acople del eje que une el motor y el propulsor.

Se debe tener en cuenta que la fiabilidad y la vida útil del motor en gran parte dependen de la alineación del motor, acoplamientos y/o reductoras con la finalidad de minimizar el movimiento relativo entre estos elementos debido a las deformaciones que se producen, causadas principalmente por la carga, la mar y la dilatación térmica. Por este motivo la colocación del motor encima de la bancada se trata de una operación muy difícil de realizar, en la que se necesita personal altamente cualificado. Además no debemos olvidar que el peso del motor, que es aproximadamente unos 3200 kg inferior al peso del motor original y esto seguramente afectaría a la alineación ya que probablemente el motor, al tener menos peso, quedaría unas micras más elevado que el motor original. Para ello se debería tener en cuenta el tipo de polín que hay instalado y efectuar la corrección disminuyendo su altura o remplazarlo por otro tipo.

En definitiva, se puede afirmar que el motor elegido se podrá instalar en la sala de máquinas de nuestro remolcador proyecto sin la necesidad de hacer grandes modificaciones.

En cuanto a la potencia, como se ha comentado, este motor ofrece 2160 kW (240 kW menos que el motor diesel), es decir, hay una pérdida del 10% de la potencia. A consecuencia de esto, se podría buscar un propulsor que trabajase a una potencia similar a la que ofrece el motor propuesto, de esta forma el propulsor trabajaría más cerca del rango de sus condiciones nominales de diseño. A pesar de esto, en el proyecto se ha optado para mantener el mismo propulsor con la finalidad de evitar realizar modificaciones y facilitar el proceso de dimensionamiento. Al optar por esta opción se debe tener presente que no aprovecharemos al máximo la máquina ya que nunca se llegará a las condiciones nominales para las que ha estado diseñado el propulsor.

Al no saber qué tipo de hélice utiliza el remolcador no se puede disponer de la curva de la hélice de modo que no se puede determinar con exactitud cuál será el tiro que experimentara el buque con este nuevo motor de 2160 kW. Pero se realizará una aproximación teniendo en cuenta las potencias de los dos motores:

$$\text{Potencia total remolcador (con motores diesel)} = 2400 \text{ kW} * 2 = 4800 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia total remolcador proyecto (con motores de gas)} = 2160 \text{ kW} * 2 = 4320 \text{ kW}$$

Podemos afirmar que con esta modificación el remolcador proyecto se verá afectado con una potencia del 10% menor que el remolcador real, que utiliza motores diesel para la propulsión.

A partir de las especificaciones del remolcador sabemos que con los dos motores diesel el buque ofrece un tiro de 77 toneladas, de manera que con una regla de tres obtenemos el tiro aproximado de nuestro remolcador proyecto, teniendo en cuenta que seguramente habrá cierta desviación del valor real.

$$4800 \text{ kW} - - - - - 77 \text{ toneladas de tiro (del remolcador real)}$$

$$4320 \text{ kW} - - - - - X \text{ toneladas de tiro (del remolcador proyecto)}$$

$$X = \frac{4320 \text{ kW} * 77 \text{ toneladas}}{4800 \text{ kW}} = 69,3 \text{ toneladas de tiro}$$

4.1. Sistema de alimentación

4.1.1. Características del gas natural

El gas natural se trata de un combustible fósil originado a partir de la descomposición parcial de materia orgánica de hace ya millones de años. Esta transformación de la materia orgánica en combustible es debido a la presión y temperatura de los sedimentos acumulados por encima. Estos yacimientos de gas natural se suelen encontrar a altas profundidades en el subsuelo, bien en tierra firme (onshore) o bien bajo el mar (offshore).

Su composición a nivel molecular puede variar significativamente dependiendo de su zona de extracción y de si ha sido procesado para el consumo o no. Generalmente, el gas natural se procesa antes de ser entregado a los consumidores. Está compuesto, aproximadamente de un 90% en metano y el resto es de varias concentraciones de etano, propano, butano y gases que no contienen combustible, como el nitrógeno o el dióxido de carbono. De modo, que su poder calorífico puede variar en función de según el lugar de extracción y su procesamiento. Además, se debe tener presente que se trata de un gas incoloro y inodoro, de modo que se suele añadir un aditivo, normalmente mercaptano, para su detección olfativa en caso de fuga ya que en zonas cerradas es peligroso y su inhalación puede tener efectos médicos adversos.

Por otro lado, es imprescindible comentar que el gas natural en condiciones normales, es decir, a una temperatura de 0 °C y una presión de 1 atmosfera se trata de un combustible que se encuentra a la atmosfera en forma gaseosa. De manera para almacenarlo en el interior de un vehículo se suelen utilizar dos formas: comprimiendo el gas natural o licuando el gas, aplicando temperatura. De esta forma se consigue disponer a bordo volúmenes de gas natural más grandes, aumentando así la autonomía del vehículo que en el caso de disponer el gas natural en condiciones normales.

4.1.2. Gas natural comprimido

En el caso de que se almacene el gas natural de forma comprimida se deberá almacenar de manera segura a estas altas presiones y se deberá establecer un sistema de control para entregar el gas de forma segura y precisa al motor. Las presiones de almacenamiento, alrededor de los 200-240 bar son las más comunes, y por lo general corresponde a una base de energía equivalente de gasoil alrededor de un 30% en volumen. Los tanques de almacenamiento suelen ser cilíndricos y una gran mayoría están contruidos con recubrimientos de aluminio o acero con fibra de vidrio o fibra de carbono para aumentar la resistencia y minimizar el peso.

Este sistema requiere un alto coste asociado al trabajo de compresión para almacenarlo, que generalmente se desperdicia cuando el gas se expansiona y se manda hacia el motor. Puede haber algún problema de compatibilidad operacional y de materiales debido principalmente a la posible presencia de gotitas de aceite lubricante y vapores fuera del sistema de compresión. Además la presencia de cualquier vapor de agua en el gas puede provocar la congelación del agua, especialmente después de la rápida expansión del gas a alta presión para su uso y pudiendo provocar problemas de corrosión.

El tanque debe estar equipado con válvulas de alivio diseñadas para ventilar el gas en caso de incendio cerca de los tanques. Además debe haber válvulas de alivio de presión para ventear en caso de que se produzca una sobrepresión. El gas en el interior del recipiente se reduce a una presión alrededor de varias atmosferas a través de reguladores que pueden calentarse con agua cuando sea necesario para eliminar su congelación cuando se expanden hasta la presión de trabajo. Seguidamente se incluyen unos reguladores secundarios donde se reduce aún más la presión antes de enviar el gas al motor.

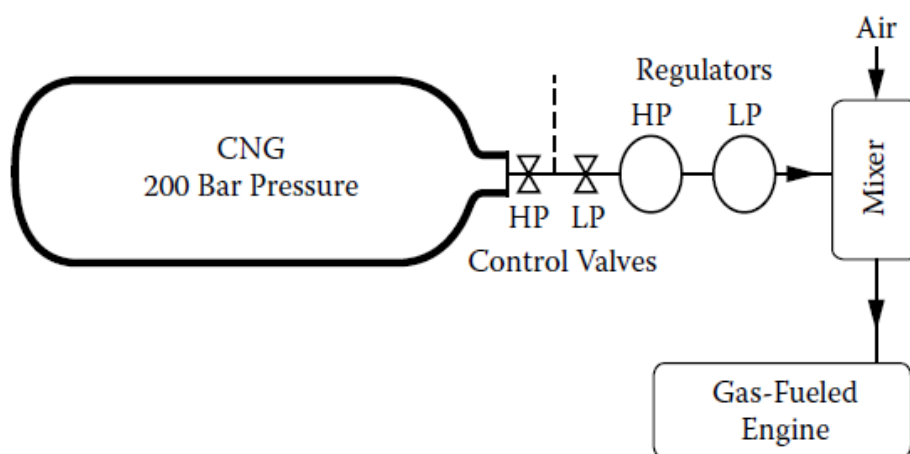


Figura 13. Instalación de gas natural comprimido

4.1.3. Gas natural licuado

En caso contrario, y que se almacene el gas en estado líquido, GNL, es la opción más utilizada por los grandes buques, permitiendo su transporte a largas distancias. Se necesita una temperatura muy baja para conseguir licuar el gas, de modo que este proceso se suele hacer en grandes instalaciones cerca de los puntos de la fuente de gas, aunque actualmente se puede realizar en unidades relativamente pequeñas con un gran coste económico. Por lo tanto, su disponibilidad limitada sigue siendo un problema asociado con su empleo y en aplicaciones de transporte para el consumo en motores.

A menudo, por simplicidad, el metano líquido se utiliza para representar el GNL. Sin embargo, el punto de licuación del GNL puede variar ligeramente de un lote a otro, dependiendo de las concentraciones de algunos de sus componentes minoritarios que pueden permanecer en la solución, especialmente el etano y el propano. En la siguiente tabla se muestran las principales propiedades del metano licuado, representado como GNL.

Propiedades del GNL cuando se considera metano líquido	
Gravedad específica	0,415
Densidad	426,1 kg/m ³
Punto de ebullición	111,8 K
Temperatura crítica	191,2 K
Presión crítica	46,3 bar
Valor de calentamiento	55,83 MJ/kg

Tabla 16. Propiedades del GNL

Los tanques que almacenan el GNL son normalmente de doble pared con un recipiente interno de acero inoxidable y otro de acero al carbono. El GNL generalmente se almacena a presiones ligeramente superiores a la presión atmosférica. Estos tanques suelen tener un precio más alto que los que almacenan el gas natural comprimido. La transferencia de calor del medio ambiente al tanque de GNL, bien aislado, ara hervir cada vez más el combustible, aumentando la presión en el interior del tanque. Las válvulas de alivio que disponen estos tanques no liberaran los restos de gas hasta que haya una presión significativa a un valor prescrito durante un período prolongado de tiempo.

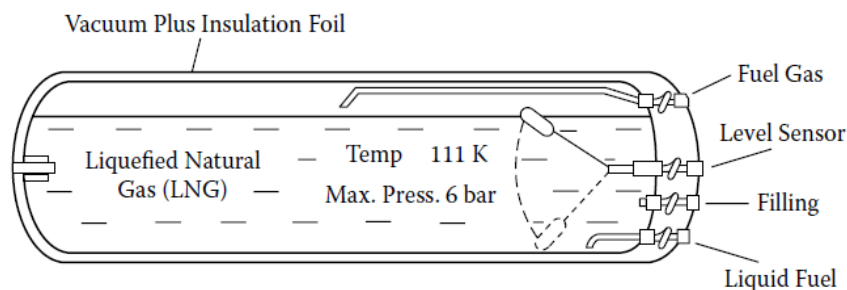


Figura 14. Tanque para el almacenamiento del GNL

La carga y el almacenamiento del GNL representan un peligro sustancial para la seguridad debido a su temperatura extremadamente baja, alrededor de los -162 °C a presión atmosférica. El uso del GNL es

más atractivo en aplicaciones de motores debido a que se almacena mucha más energía por unidad de volumen que el gas natural comprimido a alta presión. Además, estos tanques, suele tener menor peso, tiempos de repostaje más cortos, menor coste de instalaciones de repostaje y un combustible más uniforme y de calidad relativamente más alta.

El motor utiliza el combustible en estado gaseoso, esto significa que es necesario vaporizarlo añadiéndole calor antes de ingresar dentro del cilindro. Esto se suele hacer a través de un intercambiador de calor, generalmente utilizando el refrigerante procedente del motor. La presión del combustible se regula aún más antes de alimentar el motor, donde se mide y se mezcla con el aire. Estos tanques suelen disponer dos salidas que van hacia el motor, una, en la parte de abajo, que recoge el combustible en estado líquido y la otra, en la parte de arriba, que recoge el combustible en estado gaseoso. La de la parte de arriba recoge el boíl off generado debido a que el tanque no está completamente aislado y parte del calor ambiente se propaga a través del material vaporizando parte del combustible. En cambio, si con el boíl off generado no es suficiente para alimentar la demanda que ofrece el motor, parte del gas natural líquido se puede vaporizar y satisfacer la demanda del motor.

En el presente trabajo se ha optado por colocar un tanque que contenga GNL gracias a las características mencionadas anteriormente que ofrece frente al almacenamiento del gas natural comprimido. De modo que seguidamente se analizará las propiedades que debe cumplir el sistema de combustible y el evaporador que se utilizará.

4.1.4. Sistema de alimentación del motor C26:33L8PG

El sistema de alimentación que utilizan los motores Bergen (del fabricante Roll-Royce) alimentados por gas funcionan de acuerdo con el ciclo Otto, es decir, la mezcla pobre de gas y aire se comprime y es encendida por un sistema eléctrico (bujía). Estos motores operan con un exceso de aire de 1,8 o superior con la finalidad de aportar más aire del que es estequiométricamente necesario y asegurar una combustión completa. A consecuencia de este exceso de aire el motor ofrece mayor potencia y presenta una reducción de las emisiones de NOx.

Características de la alimentación del motor C26:33L8PG	
Consumo de energía específica	7550 KJ/kW*h
Consumo de gas a MCR	450 m ³ /h
Consumo de gas a MCR	360 kg/h
Consumo de aire	11700 kg/h
Presión del aire de carga en la entrada	2,8 bar
Presión del gas en la entrada	3,4 bar
Alarma de alta velocidad del turbocompresor	39692 rpm

Tabla 17. Características de alimentación del motor C26:33L8PG

El aire aspirado por el turbocompresor pasa a través del enfriador de aire para reducir su volumen de manera que se pueda introducir más aire en el interior de los cilindros. Una válvula accionada mecánicamente inyecta el gas a una presión excesiva en la corriente de aire de entrada con la finalidad de asegurar una buena homogeneidad de la mezcla de aire y gas. El flujo de aire es controlado por la

turbo de geometría variable (VTG), que modifica el ángulo de ataque de las paletas con la finalidad de aportar más cantidad o menos de aire en función de la carga que se le pida al motor.

Este tipo de motores disponen de una precámara para cada cilindro, ubicada encima de la cámara de combustión, en el interior de la culata. La presión en cada una de las precámaras es controlada electrónicamente por una unidad de control que disponen cada una ellas. En la fase de admisión la mezcla de aire y gas entra en el interior del cilindro a una presión baja. En cambio en la fase de compresión, el pistón empieza la carrera ascendente elevando la presión en el interior del cilindro, parte de esta mezcla al estar a una presión elevada es empujada a la precámara, donde se mezcla con el gas puro. Esta mezcla que se encuentra en la precámara, con la ayuda de la bujía es una gran fuente de ignición y asegura una combustión rápida y completa de la carga principal que se encuentra en el interior del cilindro.

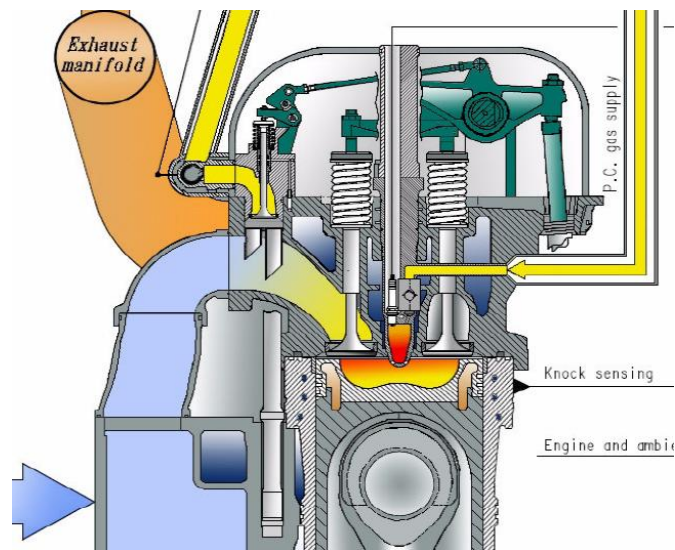


Figura 15. Funcionamiento del motor C26:33L8PG

4.2. Sistema de puesta en marcha

Al igual que el motor diesel descrito anteriormente, este motor alimentado por gas utiliza un sistema neumático para la puesta en marcha, actuando la presión del aire sobre el motor de accionamiento neumático. El sistema de control del aire es controlado por una válvula de solenoide que al abrirse conduce el aire, a una presión alrededor de 30 bar, a través del conducto que conecta con el motor de arranque. En primer lugar, el piñón se aproxima y se engrana con el volante. Seguidamente la válvula principal se abre y deja pasar el aire a una presión de 30 bar efectuando la puesta en marcha del motor. La puesta en marcha se realiza mediante una señal eléctrica que abre la válvula de solenoide y libera el aire de arranque.

Tipo de motor	Combustible	Consumo de aire por cada puesta en marcha ($Nm^3/start$)	Presión mínima para la puesta en marcha (bar)	Número de puestas en marcha 2*1000 l.	Número de puestas en marcha 2*1250 l.	Número de puestas en marcha 2*1500 l.
C26:33L6	Natural Gas	5,1	14	7,3	8,8	10,4
C26:33L8	Natural Gas	5,7	15	6,3	7,6	8,9
C26:33L9	Natural Gas	6,1	16	5,6	6,7	7,9

Tabla 18. Consumo de aire por puesta en marcha

Como podemos observar en la tabla anterior, el motor escogido consume $5,7 Nm^3/start$, es decir, en cada puesta en marcha consume $5,7 m^3$ nominales de aire. Teniendo en cuenta el consumo que necesita el motor C25:33L8P se observa que este motor de gas consume $4,8 m^3$ más de aire que el motor diesel en cada puesta en marcha. Según la tabla anterior, el motor escogido, con dos botellas de 1000 litros cada una, se podrían realizar 6 puestas en marcha. Esto significa que con la instalación de aire que dispone nuestro remolcador real, con dos receptores de 500 litros cada uno de ellos, no sería capaz de conseguir las seis puestas en marcha que establece la normativa. De modo que se sustituirán las botellas actuales, de 500 litros, por dos botellas de 1000 litros.

A consecuencia de que el motor escogido, el C26:33L8PG, necesitará mayor cantidad de aire para su puesta en marcha, este sistema se verá afectado. De modo que se deberá hacer las modificaciones correspondientes con la finalidad de que cumpla con los requisitos estipulados. Estas modificaciones que se realizaran serán detalladas en el próximo capítulo.

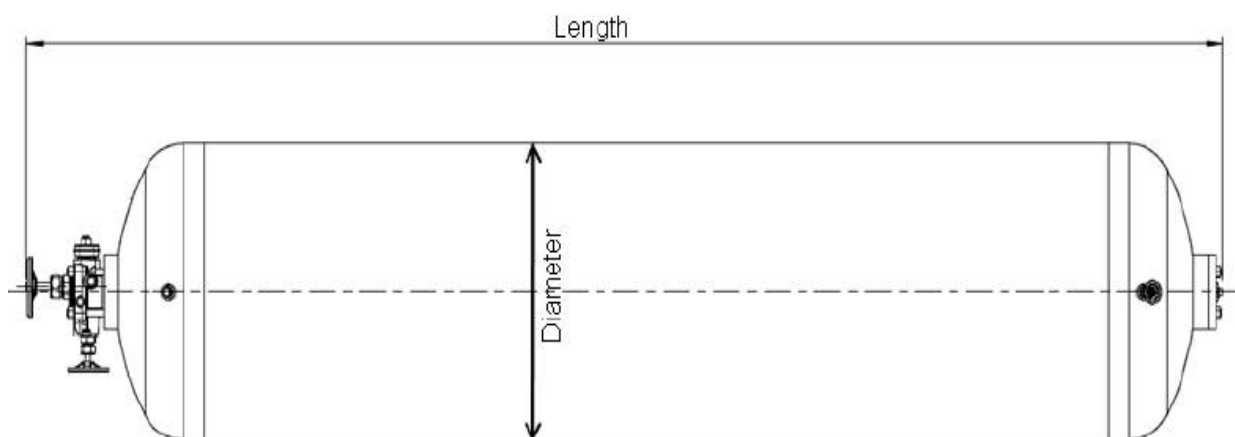


Figura 16. Receptor de aire

Volumen (litros)	L (mm)	D (mm)	Peso (kg)
1000	3845	650	800
1250	3216	800	970
1500	3745	800	1140
2000	3916	900	1320

Tabla 19. Dimensiones de los receptores

4.3. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración del motor C26:33L8PG es muy similar al del motor diesel descrito en el capítulo anterior. Formado por un sistema de alta temperatura el cual tiene la función de refrigerar la etapa de alta temperatura del enfriador de aire y del bloque motor. Además de un sistema de baja temperatura para refrigerar la etapa de baja temperatura del enfriador de aire, el aceite del motor principal y el sistema de alta temperatura.

Especificaciones del enfriador de aire	
<u>Etapa de baja temperatura</u>	
- Temperatura máxima de entrada	37 °C
- Caudal de líquido refrigerante	17 m ³ /h
- Máximo caudal de líquido refrigerante	87 m ³ /h
<u>Etapa de alta temperatura</u>	
- Caudal de líquido refrigerante	61 m ³ /h

Tabla 20. Especificaciones del enfriador de aire, motor C26:33L8PG

En la tabla anterior se muestra alguna de las características principales del enfriador de aire de admisión. Comparando estos datos con los del motor diesel se observa que la temperatura máxima en la entrada del motor es la misma pero el caudal del líquido refrigerante en la etapa de baja temperatura es 53 m³/h inferior al caudal que ofrece el motor C25:33L8P (motor diesel). El caudal que circula en la etapa de alta temperatura es la misma en ambos casos.

Sistema de refrigeración del bloque motor	
Caudal de la bomba	61 m ³ /h
Capacidad de líquido en el bloque	135 l
Temperatura nominal en la salida del motor	90 °C
Volumen del tanque de expansión (para dos motores)	500 l
Altura del tanque de expansión respecto al motor	3-10 m

Tabla 21. Sistema de refrigeración del bloque motor, C26:33L8PG

Según las especificaciones del fabricante, Rolls-Royce, el sistema de refrigeración del bloque motor es idéntico al del motor diesel, C25:33L8P. Por este motivo no será necesario realizar ninguna modificación en el sistema.

Según las especificaciones del fabricante los dos motores utilizan el mismo tipo de tratamiento químico para el sistema de refrigeración. Teniendo en cuenta que los dos motores utilizan la misma composición química de refrigerante, tienen las mismas temperaturas nominales, tanto de entrada como de salida del motor y el volumen de líquido que circula por el circuito es el mismo en ambos casos, no será necesario modificar el sistema de refrigeración.

En el bloque motor, al trabajar con los mismos caudales o prácticamente iguales junto con el volumen total de agua de refrigeración necesaria en el circuito hace que no sea necesario modificar el sistema de

tuberías. Además, al operar a las mismas temperaturas ambos motores, la superficie de intercambio de calor no se verá afectada, de modo que se podrá mantener el mismo sistema de refrigeración por enfriador de quilla sin la necesidad de aumentar o disminuir su superficie.

4.4. Sistema de lubricación

Las características del sistema de lubricación de este motor son muy similares a las que utiliza el motor diesel: las presiones nominales de trabajo, las capacidades de las bombas, tanto de la principal como de la de prelubricación y las temperaturas de trabajo son las mismas. Además, el aceite lubricante utilizado en ambos casos es el SAE 40. La diferencia principal está en el tipo de aceite utilizado. El aceite que utiliza el motor diesel tiene una composición química distinta al que debe utilizar el motor alimentado por gas, ya que es fundamental que el aceite sea compatible con el gas.

Datos específicos	
Capacidad de la bomba principal	82 m ³ /h
Presión de trabajo	4-5 bar
Alarma de baja presión	2,5 bar
Shut-down	1,7 bar
Temperatura de trabajo	60 °C
Alarma de alta temperatura	70 °C
Consumo específico	0,4 g/kW*h
Alto nivel de aceite en el cárter	1680 l
Bajo nivel de aceite en el cárter	1380 l

Tabla 22. Datos específicos del sistema lubricante, motor C26:33L8PG

Según los datos que se muestran en la tabla anterior, el consumo específico de aceite lubricante es inferior al que utiliza el motor diesel, C25:33L8P (recordamos que era de 0,7 g/kW*h). Esto supondría que con la misma capacidad que tiene el tanque estructural de aceite de los motores principales cubriríamos las necesidades de estos motores alimentados por gas. De modo que no sería necesario modificar el sistema de lubricación del remolcador real, formado por el tanque de almacenamiento, la bomba principal, válvulas y tuberías. Aunque se tendría que realizar una limpieza general del sistema para no contaminar el aceite que utilizará el nuevo motor con el aceite viejo.

Guía de lubricantes aptos para el sistema de lubricación
Cepsa Troncoil Gas LD40
Cepsa Troncoil Gas Plus
ExxonMobil Pegasus 905
ExxonMobil Pegasus 1005
PEAK Navitus GR5
Petro Canada Sentron LD 5000
Petrogal GALP GNX 4005
Petronas GEO S40
Q8 Mahler GR5
REPSOL LONG LIFE GAS 4005
ROLOIL MOGAS GR5
Shell Mysella S5 N
Fuchs Genway LA Plus 40
Texaco PX 40
Total Aurelia LNG
Total Nateria MP 40

Tabla 23. Guía de lubricantes para el motor C26:33L8PG

Capítulo 5. Sistemas auxiliares afectados

Como se ha comentado en el capítulo anterior, al disponer un motor que tiene diferentes características de funcionamiento ciertos sistemas y elementos se verán afectados. De modo que en el presente capítulo se realizarán las modificaciones pertinentes por tal de que el motor, alimentado por gas, pueda operar en sus condiciones de diseño.

En primer lugar, podemos afirmar que el sistema de alimentación se verá afectado, ya que el motor pasará de consumir diesel-oil a consumir gas natural. Teniendo en cuenta las condiciones necesarias para almacenar el gas natural (el cual se verá en detalle en este capítulo) los tanques que se utilizan para el almacenamiento del gasoil se deberán modificar por unos que puedan contener el GNL.

Además, se ha observado que este nuevo motor necesita una cantidad de aire bastante más elevada para la puesta en marcha que el motor diesel. Por este motivo el sistema de aire comprimido deberá ser modificado por uno que se adapte a las necesidades del motor y a la normativa estipulada por la IMO y/o la sociedad de clasificación.

5.1. Sistema de almacenamiento del combustible

5.1.1. Espacio disponible

Como se ha comentado en capítulos anteriores el sistema de combustible se verá modificado debido a las características que tiene el gas natural a diferencia del marine diesel-oil. Una parte de los tanques, tuberías y bombas se verán afectados por las modificaciones que necesita el nuevo sistema.

Uno de los factores más importantes a la hora de diseñar un buque es la disposición de los espacios. En todos los buques el espacio que hay es finito de modo que se hace necesario aprovechar cualquier zona. Además es un factor primordial tanto por parte del armador, para poder transportar más carga y tener una buena disposición de los diferentes sistemas que se necesitan a bordo, como por parte de la tripulación, para acomodar la efectividad de su trabajo con una buena disposición de los sistemas y elementos necesarios para su realización.

Teniendo en cuenta el factor mencionado anteriormente, en el presente trabajo, se deberá elegir una zona del buque proyecto donde colocar el tanque de GNL, sin olvidar que el buque elegido para realizar el proyecto es un remolcador que apenas llega a los treinta metros de eslora y esto hace que el espacio a bordo sea muy reducido. Los tanques existentes que sirven para almacenar el diesel-oli no son válidos para contener el GNL ya que no soportarían la presión del boil-off que se genera debido a sus formas prismáticas y con vértices que tienen. Además, no están diseñados para trabajar a temperaturas tan

bajas y los materiales que constituyen el tanque no lo soportarían. Por este motivo se debe escoger una zona donde pueda ubicarse un tanque, generalmente de forma cilíndrica, que pueda soportar una presión alrededor de los 6 bar, diseñados exclusivamente para almacenar GNL. Aunque también hay que considerar otra posible opción que consistiría en fabricar un tanque prismático capaz de soportar las características de almacenamiento del GNL de esta forma seguramente se aprovecharía mejor el espacio. En el presente trabajo se ha optado por colocar un tanque cilíndrico para determinar la viabilidad del proyecto, ya que en caso de fallo se podría vender el tanque además de ser una opción más económica que la de utilizar un tanque prismático.

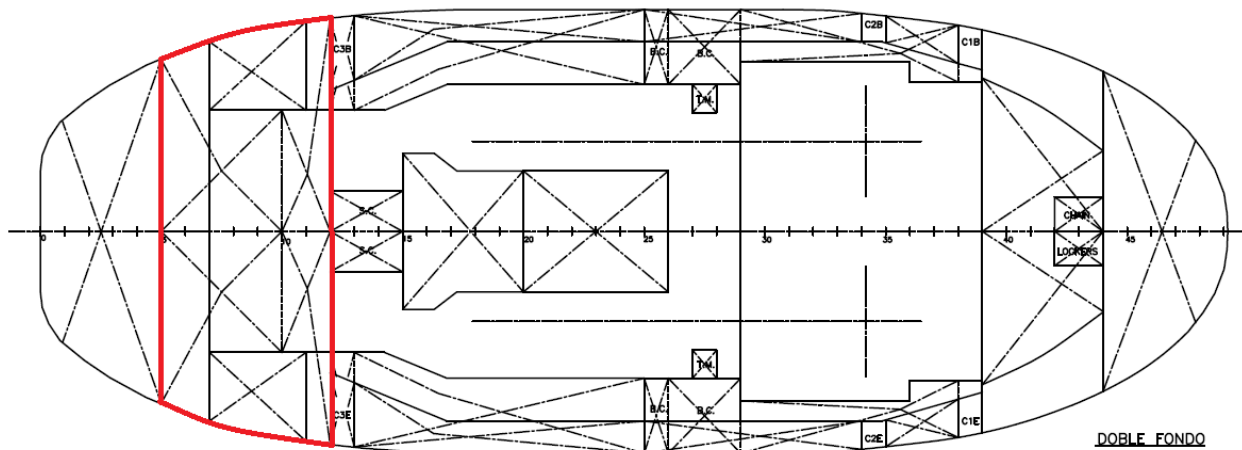


Figura 17. Disposición general de los tanques del remolcador real

Nota: El plano completo de la disposición de tanques esta adjuntado en los anexos.

Después de evaluando la posible ubicación del tanque de GNL a partir del plano de la disposición de tanques del remolcador real, despertó interés la zona de popa (zona remarcada en rojo en la figura anterior). En esa zona, comprendida entre el mamparo a popa de la sala de máquinas y el mamparo del pique de popa se encuentra cuatro tanques de almacenamiento de combustible (11B, 11E, 10B y 10E), el pañol de popa y los dos tanques de líquido espumógeno (9B y 9E). Diferentes motivos han llevado a elegir esa zona para ubicar el tanque del nuevo sistema de almacenamiento de combustible.

En primer lugar, teniendo en cuenta que el nuevo sistema de propulsión ya no utilizará marine diesel-oil hace pensar que no será necesario mantener todo el volumen que ocupan los tanques de gasoil ya que los únicos consumidores que continuarán consumiendo diesel serán los auxiliares.

En segundo lugar, el pañol de popa actualmente se utiliza únicamente para el almacenamiento de cabos de respeto, aunque también hay la bomba de rec-oil para realizar una limpieza de hidrocarburos, con barreras y skimmers, en el caso de que se produjese un vertido. Una posible solución podría ser almacenar los cabos de respeto en otro pañol, como por ejemplo el pañol de babor de la cubierta principal y en cuanto a la bomba de rec-oil se podría utilizar una bomba portátil. Esta bomba, ubicada en el pañol de popa, manda los hidrocarburos contenidos en las barreras a los tanques 11B, 11E, 10B, 10E, y en el tanque de lastre. De modo que en nuestro buque proyecto, al eliminar estos tanques, se podría establecer unas conexiones en la cubierta principal para acoplar la bomba portátil a dos de los seis

tanques de diesel oil de los cuales consumen los auxiliares además de otra conexión que mandara parte de los hidrocarburos en el tanque de pique de popa. Por este motivo el colector principal de combustible se verá modificado, las tuberías que salen del colector hacia los tanques se suprimirán y la conexión quedará anulada (señalado en la siguiente imagen) con el propósito de poder colocar el depósito de GNL.



Figura 18. Colector de combustible del remolcador real

Con la finalidad de tener una noción del espacio disponible en la zona definida para ubicar el tanque de GNL se ha calculado el volumen total disponible. El volumen de los tanques es un dato que se conoce a partir del plano de la disposición de tanques, en cambio, para obtener el volumen del pañol de popa se ha exportado el archivo en formato *pdf* de la disposición de tanques al *autocad* para conocer las dimensiones en escala real.

Espacio	Volumen(m^3)
Tanque 11B	19,848
Tanque 11E	19,848
Tanque 10B	8,589
Tanque 10E	8,589
Tanques 9E	8,61
Tanque 9B	8,61
Pañol de popa	42,3
Total	116,394

Tabla 24. Volumen disponible para colocar el tanque almacén

Según el Código Internacional de Seguridad para buques de gas el espacio para disponer el depósito de GNL debe ser independiente de la sala de máquinas, por este motivo la puerta que comunicaba el pañol de popa con la sala de máquinas será eliminada y se dispondrá un acceso estanco en la cubierta principal para acceder en caso de avería. Además deberá tener una ventilación de 30 cambios de aire por hora que se conseguirá añadiendo una ventilación con un ventilador que renueve el aire. También se dispondrá de un sistema de detección de gas en caso de fuga que actuará cerrando el cierre automático del suministro de gas y desconexión del equipo eléctrico. Las tuberías que salgan del tanque

deberán ser de doble forro. Todos estos elementos estarán a cargo del fabricante e instalador del depósito de GNL.

5.1.2. Disposición del depósito de GNL

Debido a la forma cilíndrica del depósito de almacenamiento de combustible, el volumen total obtenido en la tabla anterior no será totalmente aprovechado, ya que el espacio descrito tiene una forma irregular. Estas formas irregulares son debidas a la curvatura que tiene el casco, tanto en la zona de las aletas como en la zona de la obra viva del casco y de la cubierta principal, aparte de tener en cuenta los refuerzos estructurales que componen ese espacio. Por este motivo seguidamente se delimitará la zona donde se ubicará el depósito con la ayuda del programa autocad:

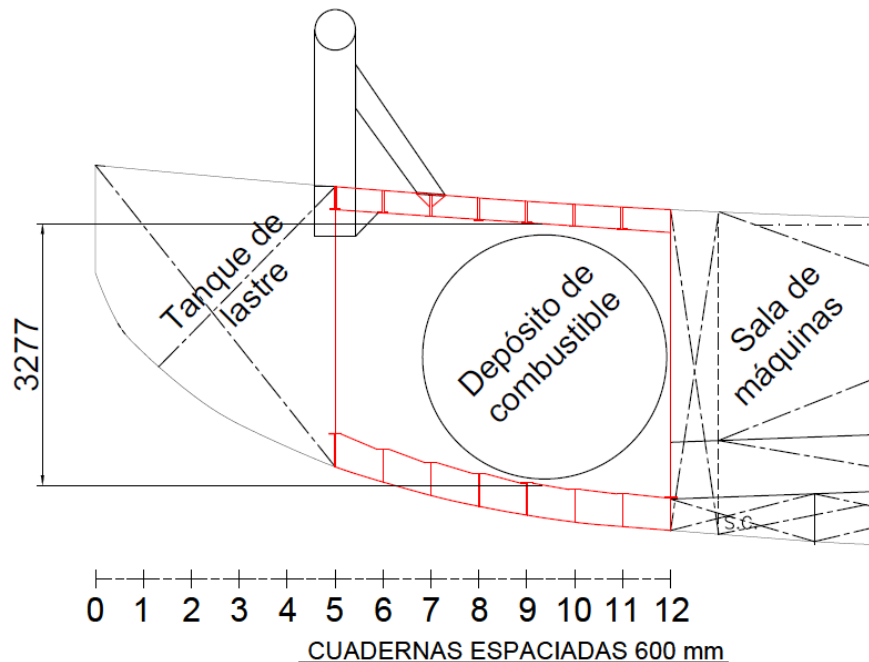


Figura 19. Disposición de la zona de popa vista de perfil (distancias en mm).

En la figura anterior se observa la parte más hacia popa del buque vista de perfil, en la cual se puede apreciar la zona donde se colocará el depósito de combustible. El espacio disponible queda delimitado por los mamparos, cuaderñas y refuerzos estructurales resaltados en color rojo. Para describir el diámetro máximo que puede tener el tanque cilíndrico se ha tenido en cuenta la altura, al tratarse de la medida más restrictiva. Dado que el volumen del GNL almacenado en el depósito es proporcional a su altura y al cuadrado de su diámetro es necesario aumentar al máximo el diámetro para alcanzar un mayor volumen en el interior del tanque con la finalidad de aumentar la autonomía del remolcador. Sin embargo, al aumentar el diámetro el perímetro del tanque se incrementa, suponiendo un mayor coste de fabricación. La altura máxima que podría tener el tanque es de 3,277 metros, aunque teniendo en cuenta que debe haber conexiones tanto de entrada como de salida al tanque, se deberá considerar una holgura para realizar las conexiones pertinentes.

Para poder ubicar el depósito en ese espacio es necesario eliminar y modificar algunos de los refuerzos que soportan y constituyen el pañol de popa. Además, como se puede apreciar en la figura, el depósito ha sido colocado lo más cerca posible del mamparo situado a popa de la sala de máquinas, a una distancia de 6,5 cm, debido a que en esa zona se encuentra la altura máxima del espacio disponible. Esta holgura entre el mamparo a popa de la sala de máquinas y el depósito es debido a que al tratarse de un remolcador los mamparos y la estructura pueden sufrir pequeñas deformaciones, dentro de los límites elásticos de los materiales, cuando se apoyan a otros buques. De modo que si el tanque estuviese en contacto con el mamparo podría sufrir alguna deformación plástica y producir una fuga. A parte de que se debe considerar un espacio en la zona inferior del espacio disponible para ubicar las bombas que impulsarán el combustible líquido hacia el evaporador.

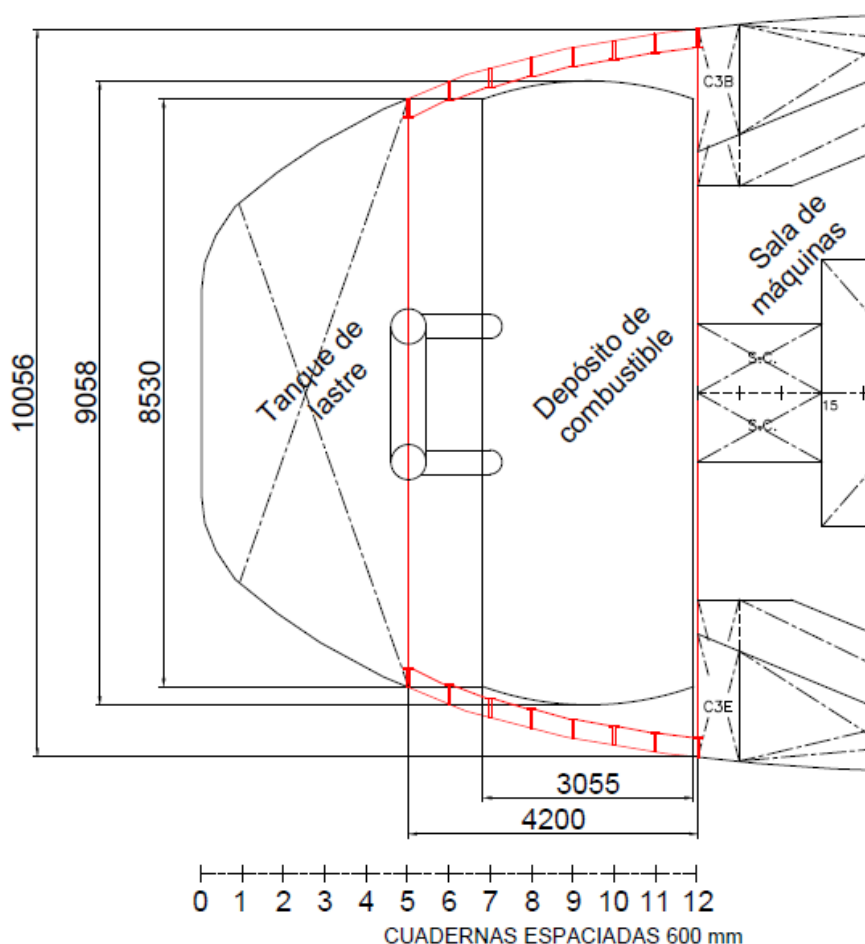


Figura 20. Disposición de la zona de popa vista de planta (distancias en mm)

Por otra parte, el centro de gravedad del depósito no se ha alineado con ninguna cuaderna debido a que se deberá diseñar una estructura que reparta la carga por igual entre las cuadernas 8, 9, 10 y 11 además de mantener el tanque bien firme y asegurado se deberá tener en cuenta las posibles dilataciones que puede sufrir el tanque a lo largo de su vida útil. A parte de que si se alineaba con una de las cuaderna no habría espacio para las conexiones de las cuales aspiran las bombas. Por este motivo es importante que a la hora de realizar el diseño de la estructura que soportará el tanque se tenga en consideración las

conexiones que dispondrá el tanque en la parte inferior. Concretamente en la parte inferior se ha dejado una holgura de 8 cm entre el tanque y la cuaderna más próxima. A diferencia de la parte superior que se ha dejado una holgura de 14,2 cm, entre el tanque y los refuerzos estructurales que soportan la cubierta principal. En los laterales se ha dejado un espacio de 20 cm para colocar las conexiones de los indicadores y sensores que debe disponer el tanque. Estos indicadores y sensores se dispondrán fuera del espacio disponible ya que es un espacio restringido, de modo que se ubicarán en el mamparo de popa de la sala de máquinas. La zona bajo el tanque deberá ser recubierta por un material que resista las características del GNL en caso de fuga ya que podría dañar la estructura.

Estas holguras anotadas anteriormente se han realizado en base al trabajo de final de grado *“Rediseño de una embarcación de recreo de menos de 24 metros para que pase a consumir LNG como combustible”*. El cual, las conexiones del depósito sobresalen 8 cm tanto en la parte superior como en los laterales.

Las dimensiones descritas anteriormente corresponden a las del depósito “en caliente”, es decir, a temperatura ambiente. Además se puede calcular los valores “en frío” durante la operación normal de trabajo (-161°C). Por este motivo, la estructura que soportará el depósito deberá estar diseñada teniendo en cuenta esta consideración. Para ello sabemos que la contracción de un material de longitud “L” debida a un decremento de temperatura ΔT vale:

$$\Delta L = \alpha * L * \Delta T$$

Siendo la contracción que experimenta el acero a lo largo del depósito interior:

α : Coeficiente de dilatación lineal del material ($^{\circ}\text{C}^{-1}$), que para el acero inoxidable vale $\alpha = 16 * 10^{-6}$.

L: Longitud de la circunferencia que forma el depósito interior, $L = 2 \pi r$, donde $r = 1,328 \text{ m}$

ΔT : Diferencia de temperatura entre la mínima y la máxima, $\Delta T = (163 + 25) = 188 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta L = \alpha * L * \Delta T = 16 * 10^{-6} * (2 * \pi * 1,328) * 188 = \mathbf{0,025 \text{ m}}$$

También se puede calcular la contracción longitudinal:

$$\Delta L = \alpha * L * \Delta T = 16 * 10^{-6} * 8,658 * 188 = \mathbf{0,026 \text{ m}}$$

5.1.3. Cálculo del volumen del depósito

En referencia al trabajo de final de grado “Rediseño de una embarcación de recreo de menos de 24 metros para que pase a consumir LNG como combustible” se han realizado todos los cálculos referentes al depósito de almacenamiento de GNL del presente proyecto. En el cual se considera que el depósito está formado por dos recipientes concéntricos, de acero inoxidable 316, con un aislamiento entre los dos recipientes de perlita, papel de vidrio y aluminio. La distancia que separa los dos recipientes es de 200 mm.

Para calcular el volumen que dispone el tanque que se colocará en el remolcador proyecto se supondrá que la distancia entre los dos recipientes es de 200 mm, a pesar de que el tanque diseñado en el proyecto mencionado tiene unas dimensiones más reducidas. Sin embargo, en el proyecto mencionado se ha tenido en cuenta un factor de seguridad elevado, aumentando varios milímetros el grosor mínimo permitido, por este motivo se considerará válido para realzar el cálculo del presente proyecto. Teniendo en cuenta que se trata de un remolcador que opera todos los días del año no hace falta que haya un gran espesor de aislamiento ya que el calor que se propaga en el interior del tanque provocará la evaporación del GNL y se podrá aprovechar unas pocas horas más tarde cuando los motores entren en servicio.

El cálculo del volumen que tiene del depósito de almacenamiento de GNL se ha realizado en dos partes o etapas. Una primera etapa en la que se ha calculado la parte cilíndrica del recipiente interior del depósito y una segunda etapa en la que se ha calculado el volumen de los laterales o casquetes esféricos. De manera que el volumen total del depósito quedará determinado por la siguiente fórmula:

$$\text{Volumen del depósito} = \text{Volumen cilindro} + (\text{Volumen del casquete} * 2)$$

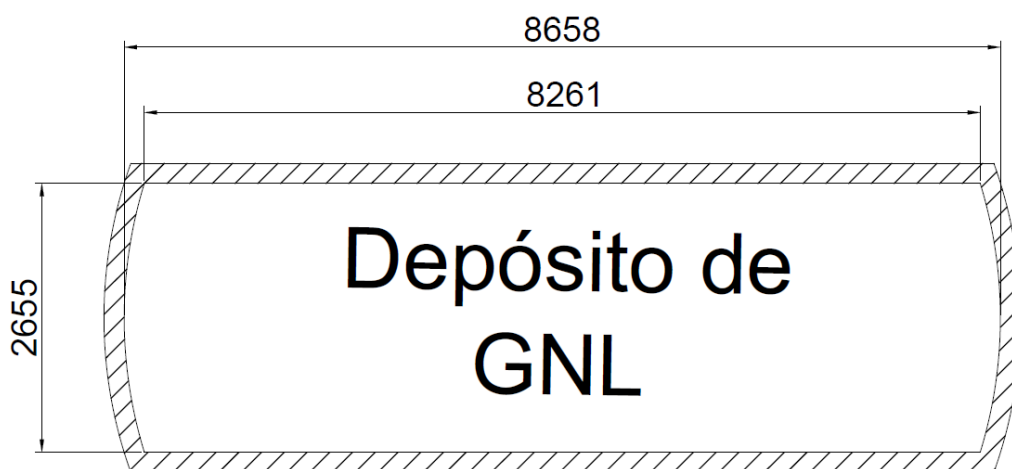


Figura 21. Sección del tanque de GNL (en mm)

El volumen del casquete se multiplicará por 2 debido a que un cilindro está formado por dos laterales.

- Parte central o cilíndrica:

Ecuación utilizada:

$$Volumen\ cilindro = \pi * r^2 * L$$

r : radio del cilindro

L : Longitud del cilindro

Todos los datos son conocidos de manera que:

$$Volumen\ cilindro = \pi * r^2 * L = \pi * \left(\frac{Diámetro}{2}\right)^2 * L = \pi * \left(\frac{2,655\text{ m}}{2}\right)^2 * 8,261\text{ m} = 45,735\text{ m}^3$$

- Parte lateral o casquetes esféricos:

El volumen de los laterales del tanque han sido calculados como si fuesen parte de una esfera, es decir, dos casquetes, lo cual se podría resolver a partir de una integral triple aunque para simplificar el cálculo se ha realizado a partir de la siguiente fórmula, proveniente de la integral:

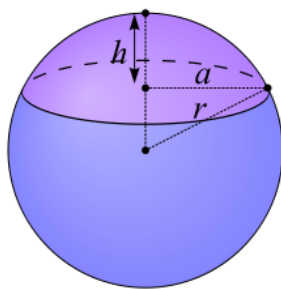


Figura 22. Casquete esférico

$$Volumen\ casquete = \frac{\pi * h}{6} * (3a^2 + h^2)$$

h : altura del casquete

a : radio de la base del casquete

Como se puede observar a partir de la altura del casquete y el radio de la base del mismo se puede calcular su volumen. Tan el radio de la base del casquete como la altura del casquete son datos conocidos a partir del programa autocad y que se pueden calcular a partir de la formula anterior y su interpretación en la figura 22.

Sabiendo que: $h = 0,199 \text{ m}$ y $a = 1,328 \text{ m}$

$$\text{Volumen casquete} = \frac{\pi * h}{6} * (3a^2 + h^2) = \frac{\pi * 0,199}{6} * (3 * 1,328^2 + 0,199^2) = 0,555 \text{ m}^3$$

De modo que el volumen total que podrá almacenar el depósito de combustible será:

$$\text{Volumen del depósito} = \text{Volumen cilindro} + (\text{Volumen del casquete} * 2)$$

$$\text{Volumen del depósito} = 45,735 \text{ m}^3 + (0,555 \text{ m}^3 * 2) = 46,846 \text{ m}^3$$

5.1.4. Cálculo de la autonomía del remolcador

Una vez obtenido el volumen total del depósito de combustible, junto con el consumo específico del gas que consumen los motores trabajando a máxima carga se puede calcular la autonomía que tendrá el remolcador.

Datos específicos para realizar el cálculo:

- $\text{Volumen del depósito} = 46,846 \text{ m}^3$
- $\text{Densidad del GNL (a } -162^\circ\text{C y a 1 atmósfera)} = 431 \text{ kg/m}^3$
- $\text{Consumo específico de gas} = 360 \text{ kg/h}$

De modo que a partir de los datos anteriores se puede calcular la autonomía del remolcador.

$$\text{Autonomía de un motor} = 46,846 \text{ m}^3 * 431 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ h}}{360 \text{ kg}} = 56,084 \text{ horas}$$

La autonomía calculada anteriormente correspondería a las horas que puede trabajar un sólo motor a plena carga. El remolcador, al disponer de dos motores principales que consumen GNL del mismo tanque, implicará que la autonomía se verá reducida a la mitad.

$$\text{Autonomía a plena carga} = \frac{56,084 \text{ horas}}{2} = 28,042 \text{ horas}$$

Con este cálculo relativamente sencillo podemos afirmar, tal y como se esperaba, que la autonomía del remolcador se verá reducida. De modo que el remolcador podrá navegar 28,04 horas a máxima potencia sin la necesidad de repostar. Teniendo en cuenta el tipo de operativa que realiza el remolcador, basada en prestar servicios de remolque en el interior del Puerto de Barcelona, la autonomía no es un factor primordial para este tipo de buques. Además, en el caso de que se tuviese que hacer un rescate o remolque de altura la flota de remolcadores de Barcelona dispone de dos remolcadores especializados en remolques de altura.

Diferentes factores hacen pensar que la autonomía del remolcador proyecto, teniendo en cuenta su operativa, podría ser viable. Concretamente en el Puerto de Barcelona la carga de trabajo de servicios de remolque está repartida entre ocho remolcadores. Esto implicaría que el remolcador proyecto trabajaría unas horas al día, dependiendo del turno de trabajo al que le toque ese día y de la demanda de trabajo. Por otra parte, tal y como se ha comentado anteriormente, las 28,04 horas de autonomía que tiene el buque corresponden a cuando opera a plena carga. Generalmente en pocas ocasiones se opera a plena carga, sólo en ciertas maniobras y durante un tiempo relativamente corto, de varios minutos.

Con la finalidad de tener una noción sobre los días que podría estar operando el remolcador proyecto sin repostar, se ha recopilado las horas de funcionamiento del motor principal de estribor de uno de los remolcadores que trabajan en el puerto de Barcelona durante un período determinado. El resultado que se obtendrá no es real, es decir, es un valor orientativo que podría diferir mucho de la realidad según la demanda de servicios de remolque.

Abril de 2019														
Días	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Horas de funcionamiento	8	7	7	10	5	4	6	7	7	17	13	14	11	7

Tabla 25. Tiempos de trabajo

Teniendo en cuenta la tabla anterior, en la cual se observa los tiempos de trabajo del motor principal de estribor de uno de los remolcadores de Barcelona, se observa que trabajó un total de 123 horas durante un período de 14 días. Como se observa, en la segunda semana registrada la carga de trabajo aumentó considerablemente a causa de que días anteriores había habido viento fuerte y mar de levante y por este motivo el tráfico marítimo en el interior del puerto estaba muy limitado. Concretamente el día 24 de abril el viento careció y como se observa muchos de los buques que estaban esperando fuera de la boca empezaron a entrar.

- Condición 1: El remolcador trabaja a plena carga durante todo este período.

$$\text{Nº de cargas de combustible} = \frac{\text{Tiempo total de trabajo (en h)}}{\text{Autonomía a plena carga (en h)}} = \frac{123}{28} = 4,39 \text{ veces}$$

En este período de trabajo (en el supuesto caso que el remolcador trabajase a plena carga) tendría que repostar 5 veces, considerando que el tanque no quedará vacío en ningún momento, es decir, cuando se realice la carga de combustible habrá una pequeña cantidad de GNL (talón) que mantendrá el tanque a la temperatura de trabajo.

- Condición 2: Primera semana de trabajo

$$\text{Nº de cargas de combustible} = \frac{\text{Tiempo total de trabajo (en h)}}{\text{Autonomía a plena carga (en h)}} = \frac{47}{28} = 1,6 \text{ veces}$$

Durante la primera semana de trabajo el remolcador debería repostar 2 veces en el caso de que funcionase todo ese tiempo a plena carga. Considerando que a plena carga sólo se trabaja varios minutos y en ciertas maniobras es posible que el remolcador tuviese suficiente autonomía como para satisfacer las necesidades de esa semana repostando una sola vez al principio de la semana.

- Condición 3: Segunda semana de trabajo

$$\text{Nº de cargas de combustible} = \frac{\text{Tiempo total de trabajo (en h)}}{\text{Autonomía a plena carga (en h)}} = \frac{76}{28} = 2,7 \text{ veces}$$

Durante la segunda semana, en la cual se ha aumentado la carga de trabajo respecto a la anterior, el remolcador debería repostar 3 veces en el caso de que funcionase todo ese tiempo a plena carga. Teniendo en cuenta que a plena carga solo se trabaja en ciertas maniobras durante un tiempo relativamente corto, además de considerar que es necesario dejar siempre una cantidad mínima de GNL en el interior del tanque, el remolcador, probablemente, debería repostar dos veces esa semana.

5.1.5. Cálculo de la autonomía del grupo electrógeno

Los dos auxiliares que dispone el remolcador real se utilizarán para la producción de la corriente eléctrica del remolcador proyecto. De modo que continuarán consumiendo marine diesel-oil, es por este motivo que se han conservado cuatro tanques para el almacenamiento de gasoil más dos que correspondían a los tanques de servicio diario del remolcador.

Tanques	Volumen(m ³)
Tanque 8B	14,552
Tanque 8E	14,552
Tanque 7B	11,457
Tanque 7E	11,457
Tanques 5E	11,966
Tanque 5B	11,966
Volumen Total	75,95

Tabla 26. Volumen disponible de diesel-oil

En referencia a las especificaciones dispuestas en el capítulo 3, apartado 3.2.1.1 Sistema de combustible se calcula la autonomía del grupo electrógeno. Para realizar el cálculo se considerará que sólo está en funcionamiento uno de los dos auxiliares que dispone el remolcador ya que generalmente se navega con un sólo grupo electrógeno y el otro permanece en espera.

$$\text{Autonomía motor auxiliar} = 75,95 \text{ m}^3 * \frac{h}{0,04 \text{ m}^3} = 1898,75 \text{ horas}$$

Como se puede comprobar la autonomía del grupo electrógeno es bastante superior a la autonomía que tienen los motores principales. Teniendo en cuenta los tiempos de trabajo especificados en la tabla 25 y considerando una media de funcionamiento de 8,78 horas cada día durante ese período, el remolcador podría realizar sus servicios sin repostar diesel durante aproximadamente unos 210 días. Se ha supuesto que el grupo electrógeno permanece en funcionamiento el mismo tiempo que los motores principales ya que realmente este período es muy similar.

5.2. Evaporador de gas natural

En el presente apartado se determinaran algunas de las características que debe reunir el evaporador necesario para vaporizar el gas natural licuado, con la finalidad de que los motores principales consuman el combustible en sus condiciones óptimas de diseño. Se ha optado por utilizar el agua de refrigeración procedente de la salida de los motores principales como fuente de calor (etapa de alta temperatura). Recordamos que la temperatura nominal del agua de refrigeración en la salida del motor se encuentra a 90 °C.

Existen diferentes tipos de vaporizadores utilizados para gasificar el GNL. En el presente trabajo se pretende dimensionar un vaporizador de tablero abierto (Open Rack Vaporizer, ORV), el vaporizador más utilizado en la industria para vaporizar el GNL. Generalmente este tipo de intercambiadores son utilizados en grandes instalaciones en tierra para generar grandes caudales de gas natural. Está constituido por paneles verticales de tubos aleteados, fabricados de aleaciones de aluminio, por donde en su interior, entra en fase líquida el GNL de abajo hacia arriba. Estos tubos están calentados por una cortina de agua que cae de arriba hacia abajo, generalmente suele ser de agua salada en las grandes

instalaciones pero en nuestro caso se aprovechará el agua dulce procedente del sistema de alta temperatura de los motores principales.

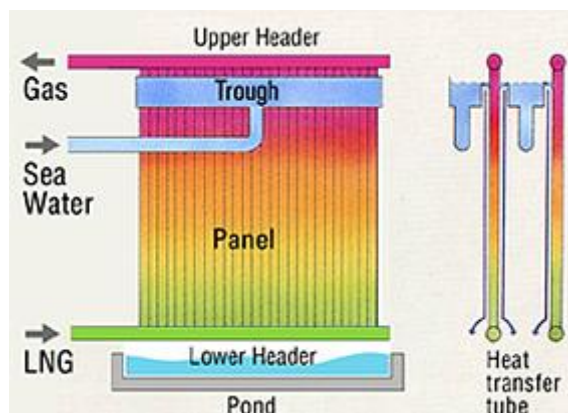


Figura 23. Funcionamiento del intercambiador ORV

El motivo por el cual se ha elegido este tipo de intercambiador es a causa de que está diseñado para aprovechar el calor procedente de otro fluido, en nuestro caso, el calor procedente del líquido de refrigeración de los motores principales. A diferencia de otros intercambiadores que disponen de un fluido que se debe calentar con un calentador o un sistema independiente. Además, también existen intercambiadores que utilizan aire como fuente de calor pero tiene el inconveniente de que tardan más tiempo en vaporizar la misma cantidad de GNL que los ORV. A parte de que este tipo de intercambiadores solo se utilizan en ciertas zonas geográficas donde la temperatura durante todo el año es superior a 18 - 20 °C.

Los cálculos que se verán en este apartado están basados en el estudio realizado por Ricard Lizarazo Suárez: Ingeniero Mecánico, Especialista en Gerencia de Proyectos y por Danny Guillermo Cañas Rojas: Especialista en Ingeniería del Gas – Ingeniero de Cuarto de Control Planta de Gas Gibraltar. Este estudio se basó en el diseño conceptual de un vaporizador de gas natural licuado (GNL) de una planta de regasificación en Colombia.

5.2.1. Evaluación del sistema de intercambio de calor

Recordamos que el remolcador dispone de dos motores principales con su propio circuito cerrado de refrigeración, es decir, que el agua tratada de ambos motores no se mezcla. De modo que a la hora de escoger un intercambiador para nuestro remolcador proyecto se deberá tener en consideración esta característica fundamental.

En primer lugar, se podría optar por la fabricación de un sólo evaporador en el cual los dos fluidos procedentes de ambos motores se mezclasen. Esta opción implicaría un menor coste en la fabricación del evaporador, que la opción escogida, pero tendría el inconveniente de que en el caso de contaminación del refrigerante el sistema de refrigeración en ambos motores se vería afectado. Además, en el caso de fuga los dos motores se quedarían sin líquido refrigerante y el remolcador se quedaría sin gobierno.

Otra opción consistiría en disponer dos evaporadores, uno para cada sistema de refrigeración de modo que cada evaporador alimentaría a un motor. Tiene la ventaja que el caudal de líquido refrigerante que se utilizaría para evaporar estaría regulado por la carga del motor al que alimenta. Esta opción tiene el inconveniente de que se necesitaría más espacio para colocar los evaporadores, a pesar de que cada evaporador será más pequeño en comparación con el evaporador anterior. Además el sistema tendría más tuberías, válvulas, bombas y sistemas de control incrementando así el riesgo de fallo.

Finalmente, la opción utilizada para el remolcador proyecto ha sido la de disponer un evaporador ORV capaz de intercambiar el calor sin la necesidad de mezclar el líquido refrigerante de ambos motores. Esto implicará un diseño específico para el evaporador, teniendo en cuenta que tanto la temperatura de entrada como la de salida, del refrigerante de ambos motores, deberá ser la misma a efectos de cálculo y de operación del sistema de refrigeración. De modo que ambos líquidos refrigerantes deberán abarcar la misma superficie sin olvidar que la temperatura del gas natural varía dentro del evaporador, en la parte inferior se encuentran las temperaturas más bajas y en la parte superior las temperaturas más altas. Para solucionar este problema, el evaporador dispondrá de dos colectores para el GNL, uno en la parte superior y otro en la inferior, de los cuales derivaran otros colectores de manera que el gas se reparta por igual por todos los tubos. Ambos refrigerantes, procedentes de la parte superior, estarán separados por un deflector o palca vertical colocada en el centro del evaporador de modo que abarque la misma superficie en ambos costados.

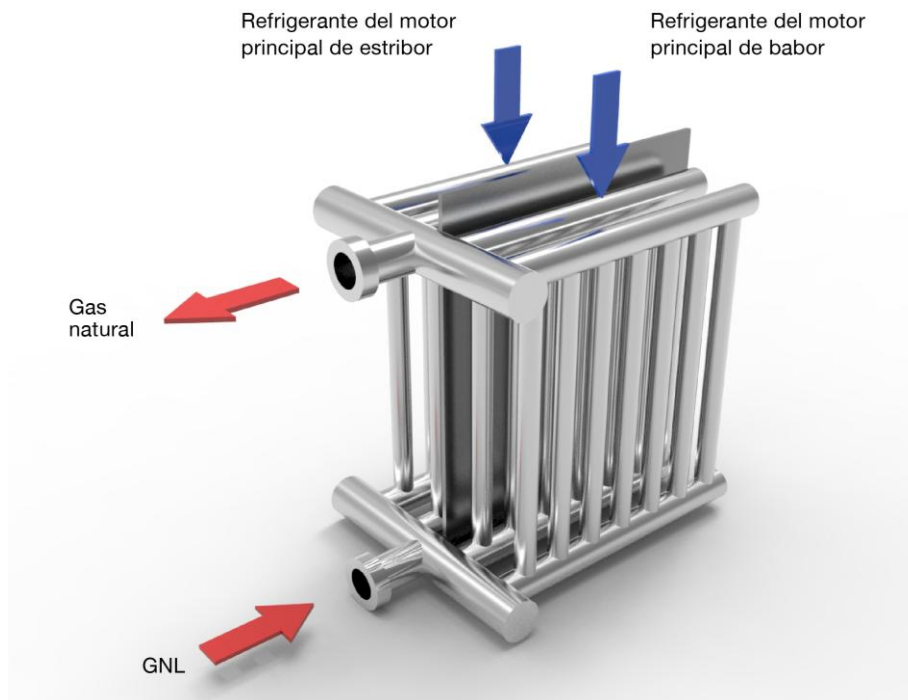


Figura 24. Intercambiador de calor ORV para el remolcador

5.2.2. Cálculo del flujo de calor necesario a transferir al evaporador de GNL

En primer lugar debemos conocer si con el salto térmico y el caudal que ofrece el sistema de refrigeración de alta temperatura de los motores principales abastecerán las necesidades del intercambiador. En el caso de que se necesite más aportación de calor se deberá buscar otra alternativa como podría ser la de utilizar, además del sistema de refrigeración, el sistema de lubricación de los motores principales ya que el aceite tiene el coeficiente de transmisión del calor distinto al del refrigerante. Para realizar el cálculo se deberá tener en cuenta los siguientes criterios:

- Para realizar el cálculo se considerará que la densidad de GNL a una temperatura de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ es de 431 kg/m^3 . El volumen de gas necesario a regasificar en un tiempo determinado se determinará teniendo en cuenta las especificaciones del motor.
- Según indica la norma EN 1160 *“Installation and equipment for liquefied natural gas – General characteristics of liquefied natural gas”*, el material de los tubos que forman el vaporizador deben ser de aleaciones de aluminio. Un material muy utilizado actualmente para vaporizadores de GNL tipo ORV, es la aleación de aluminio 5052 o la aleación UNS A95052.
- Como se ha comentado anteriormente, la mayoría de los intercambiadores ORV utilizan el agua de mar como fuente de calentamiento. Es por este motivo que están sometidos a la norma EN1473 *“Installation and equipment for liquified natural gas – Design of Onshore Installations”* en la cual obliga a que la temperatura mínima de salida del gas después de ser vaporizado sea 0°C . A pesar de que en este proyecto se utilizará el líquido refrigerante procedente de los motores principales se considerará que la temperatura de salida del gas es de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para calcular el flujo de calor total (Q_{total}) necesario para regasificar el GNL se debe tener en consideración que en el interior de los tubos se producen cambios de fase, de modo que el calor total estará determinado por el calor de vaporización (Q_{vap}) más el flujo de calor de calentamiento (Q_{cal}) del gas ya vaporizado.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{vap}} + Q_{\text{cal}}$$

El calor de vaporización se calcula teniendo en cuenta la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{vap}} = \dot{m}_{\text{total GNL}} * \lambda_{\text{vap}}$$

A partir de las necesidades del motor, especificadas en el capítulo anterior, se obtiene el flujo másico:

- Recordamos que el consumo específico del motor es 360 kg/h

$$\dot{m} = 360 \frac{kg}{h} * \frac{1h}{3600s} = 0,1 \text{ kg/s}$$

Al disponer de dos motores principales el flujo másico se duplicará:

$$\dot{m}_{total} = 0,1 \frac{kg}{s} * 2 = 0,2 \text{ kg/s}$$

A estas condiciones el calor latente de vaporización (λ_{vap}) es aproximadamente de 500 KJ/kg.

$$Q_{vap} = \dot{m}_{total} GNL * \lambda_{vap} = 0,2 \frac{kg}{s} * 500 \frac{KJ}{kg} = 100 \text{ kW}$$

En cambio, el calor de calentamiento se determinará a partir de la siguiente fórmula:

$$Q_{cal} = \dot{m}_{total} GNL * C_p GN * \Delta T$$

Datos:

- $\dot{m}_{total} GNL = \text{Flujo másico del gas natural licuado} = 0,2 \text{ kg/s}$
- $C_p GN = \text{Calor específico del gas vaporizado} = 2,5 \text{ kJ/(kg * K)}$
- $\Delta T = \text{Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del gas natural} = (30 - (-162)) = 192 \text{ K}$

Según el fabricante el gas en la entrada del motor debe estar entre 25-40 °C, siendo la idónea de 30 °C de modo que se considerará que la temperatura del gas en la salida del evaporador es de 30 °C.

$$Q_{cal} = \dot{m}_{total} GNL * C_p GN * \Delta T = 0,2 \frac{kg}{s} * 2,5 \frac{KJ}{Kg*K} * 192 \text{ K} = 96 \text{ kW}$$

Una vez obtenido el calor de vaporización y el calor de calentamiento se podrá determinar el calor necesario que debe aportar el agua de refrigeración para gasificar el GNL, cumpliendo con las especificaciones de alimentación que necesita el motor según el fabricante:

$$Q_{total} = Q_{vap} + Q_{cal} = 100 \text{ kW} + 96 \text{ kW} = 196 \text{ kW}$$

Para calcular el flujo másico de agua de refrigeración que debe circular por el intercambiador de manera que aporte el Q_{total} necesario se ha tenido en cuenta el salto térmico. En el caso de utilizar agua de mar como fuente de calor se debería tener en cuenta que la normativa obliga a que la descarga al mar no sobrepase un cierto valor, aunque en nuestro caso no afectará al disponer de un sistema de refrigeración cerrado pero se deberá tener en consideración que no afecte el funcionamiento del sistema según sus condiciones de diseño. Según las especificaciones del motor en la salida el agua de refrigeración se encuentra a una temperatura nominal de 90 °C y en la entrada la temperatura máxima del agua de refrigeración no puede superar los 37 °C.

El remolcador dispone de un enfriador de quilla para cada motor principal que realiza el intercambio de calor. Como es evidente, con estos intercambiadores se cubre las necesidades del refrigerante, es decir, que el refrigerante salga del motor a una temperatura de 90 °C y vuelva a entrar a una temperatura inferior a 37 °C. De modo que añadiendo el evaporador de GNL antes de que el refrigerante pase a través del enfriador de quilla se cederá menos calor al agua de mar y el refrigerante se mantendrá a un valor, de la temperatura máxima de entrada al motor (37 °C), más alejado. Además, no solamente tendrá un efecto positivo en las condiciones de operación del motor sino que también el enfriador de quilla trabajará en unas condiciones más favorables.



Figura 25. Intercambiador de quilla

En primer lugar, uno de los problemas que tienen este tipo de sistemas de refrigeración es que al realizar el intercambio de calor directamente en contacto con el agua de mar, favoreciendo de este modo el calentamiento del agua en la zona exterior del enfriador de quilla. Al calentar el agua hace que sea una zona idónea para la aparición de todo tipo de microorganismos. Este proceso biológico se ve incrementado cuando se navega en zonas en que la temperatura del mar es alta. Estos microorganismos se adhieren a las superficies del intercambiador dificultando la transmisión del calor. Teniendo en

cuenta que los remolcadores del Puerto de Barcelona entran a dique una vez cada cinco años cuando les queda entre uno y dos años para entrar a dique ya empiezan a tener problemas de sobrecalentamiento, haciendo saltar las alarmas de alta temperatura. Por este motivo, colocando el evaporador de GNL, seguramente reduciríamos algunos problemas relacionados con el sobrecalentamiento.

A parte, cuando se están realizando maniobras, sobre todo cuando el remolcador está empujando de carnero, en la que la circulación del agua alrededor del caso es reducida el sistema de refrigeración puede sufrir sobrecalentamiento. Para que haya una buena circulación de agua que circule a través del enfriador de quilla es conveniente que el remolcador navegue a una cierta velocidad. De modo, que el evaporador en estas situaciones disminuiría el riesgo de que el sistema de refrigeración sufriera sobrecalentamiento.

5.2.3. Cálculo del flujo másico de agua necesaria para aportar el Q total

A partir del flujo de calor calculado anteriormente (Q total) se determinará el flujo másico de agua necesario para aportar ese calor. Sabiendo que el refrigerante sale del motor a una temperatura de 90°C y entra al evaporador a la misma temperatura, despreciando posibles pérdidas de calor en las tuberías, se supondrá una temperatura de salida con la finalidad de obtener el caudal de agua de refrigeración que debe circular por el evaporador. Como se verá en la fórmula siguiente el salto térmico es inversamente proporcional al caudal, es decir, a mayor salto térmico menor caudal. La única condición que se debe tener en cuenta al realizar esta suposición es que el caudal obtenido en el cálculo no puede superar el caudal total que dispone el sistema de refrigeración de los dos motores.

Recordamos que:

- *Caudal de refrigerante en la etapa de alta temperatura de un motor* = $61 \text{ m}^3/\text{h}$
- *Número de motores principales* = 2
- *Caudal de refrigeración disponible* = $61 \text{ m}^3/\text{h} * 2 \text{ motores} = 122 \text{ m}^3/\text{h}$

Teniendo en cuenta que el máximo caudal que podría ofrecer el sistema de refrigeración de los motores principales al evaporador es de $122 \text{ m}^3/\text{h}$, se deberá elegir un salto térmico que no sobrepase los límites admitidos por el caudal del sistema de refrigeración. En el supuesto caso de no cubrir las necesidades del evaporador con el sistema de refrigeración se podría optar por aprovechar el calor procedente del aceite lubricante aunque complicaría la complejidad de la instalación y los cálculos a realizar. Para calcular el flujo másico de agua se ha tenido en cuenta la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{H2O}} * C_{p \text{ H2O}} * \Delta T$$

Datos conocidos:

- $Q_{total} = 196 \text{ kW}$
- Calor específico del agua a la temperatura de entrada (90°C), $C_p = 4,205 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$
- $\Delta T = 5 \text{ K}$

Según la normativa estipulada en varios países del mundo, la caída de temperatura en el vaporizador no puede superar los 5°C , en el caso de utilizar agua salada para realizar el intercambio de calor. Este criterio no afectaría al proyecto ya que el remolcador dispone de un sistema de refrigeración cerrado aunque se ha tenido en cuenta. Al tratarse de un salto térmico relativamente pequeño indica que el caudal necesario para satisfacer las necesidades del evaporador será superior al de un salto térmico más grande.

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{Q_{total}}{C_p H2O * \Delta T} = \frac{196 \text{ kW}}{4,205 \frac{\text{KJ}}{\text{K} * \text{kg}} * 5 \text{ K}} = 9,322 \text{ kg/s}$$

Considerando la densidad del agua de refrigeración como, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_{H2O} = 9,322 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ kg}} * 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 33,559 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Como se observa en los cálculos anteriores, con un salto térmico de 5 K se podría cubrir las necesidades del vaporizador ya que el caudal obtenido es inferior al máximo caudal del que se dispone en el sistema de refrigeración de alta temperatura ($122 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$).

5.2.4. Cálculo del coeficiente global de transmisión del calor

Previamente a realizar el cálculo para obtener el coeficiente global de transmisión del calor (U), es necesario disponer del coeficiente de transmisión del calor del material que se empleará para construir el intercambiador y del espesor de las tuberías. Según lo indica la norma EN 1160 "Installation and equipment for liquefied natural gas", el material de los tubos que forman el intercambiador debe ser de una aleación de aluminio. Un material muy utilizado para este tipo de evaporadores ORV es la aleación de aluminio 5052. Por este motivo esta aleación se utilizará para dimensionar el evaporador del remolcador proyecto. Además, como se podrá ver a continuación, este material tiene la peculiaridad de que tiene el coeficiente de conductividad térmica superior que el acero al carbono o el acero inoxidable. Esto significa que para transmitir el calor se necesitará menos superficie de contacto que en el supuesto caso de utilizar acero inoxidable o acero al carbono. Para tener una noción orientativa, el coeficiente de conductividad térmica del acero inoxidable suele fluctuar, aproximadamente, entre los 12 y $24 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$.

Según el estudio realizado por Ricardo Lizarazo y Danny Guillermo el cual se ha tenido en cuenta para realizar estos cálculos (tal y como se ha indicado al inicio de este apartado 5.2.) se consideró un espesor de 0,4 mm para las tuberías del intercambiador. En el presente proyecto, se ha tenido en cuenta que el evaporador está a bordo de un buque y además en el interior de la sala de máquinas donde el nivel de vibraciones es elevado la cual cosa podría provocar una rotura por fatiga de una tubería o de alguna unión soldada. Por este motivo, con la finalidad de aumentar la resistencia del evaporador, se ha tomado como referencia 1 mm de espesor para dimensionar las tuberías del evaporador de GNL. Al suponer un espesor mayor la transmisión del calor se verá reducida y sólo afectará al área de intercambio de calor que se verá incrementada.

Datos:

- e : Espesor de los tubos del intercambiador, $e = 0,001 \text{ m}$
- λ : Coeficiente de conductividad térmica de la aleación de aluminio 5052, $\lambda = 138 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Sabiendo que la resistencia térmica viene dada por la fórmula siguiente:

$$R_t = \frac{e}{\lambda}$$

$$R_t = \frac{e}{\lambda} = \frac{0,001 \text{ m}}{138 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 7,246376812 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Realizando la inversa de la resistencia térmica se obtiene el coeficiente global de transmisión del calor, es decir:

$$U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{7,246376812 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}} = 138000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

5.2.5. Cálculo del área de intercambio de calor útil para vaporizar el GNL

Para calcular el área de intercambio de calor necesaria para vaporizar el GNL es necesario obtener la diferencia de temperatura a lo largo del tubo. Teniendo en cuenta que la diferencia de temperatura a lo largo del tubo no es constante, sigue una forma logarítmica (" ΔT "ln), se deberá calcular de la siguiente manera:

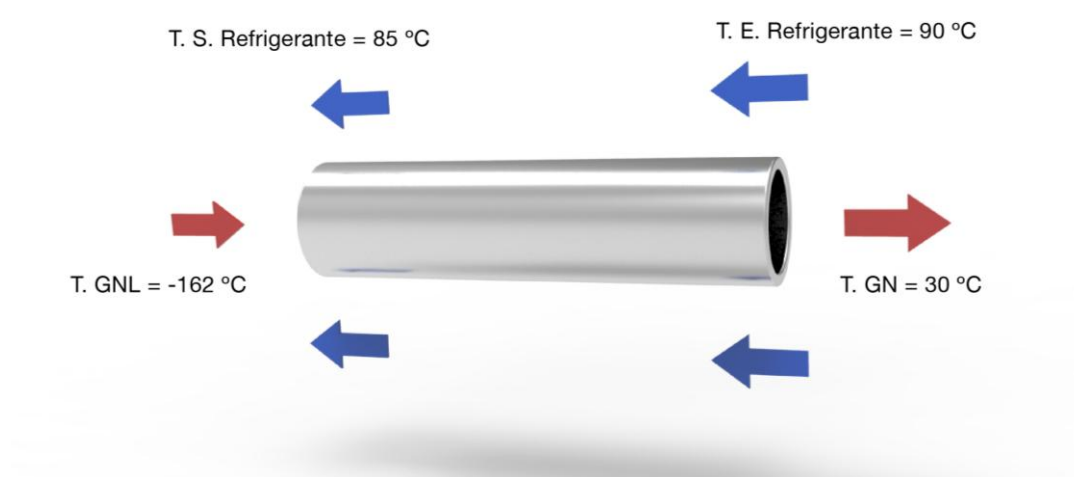


Figura 26. Dirección de los fluidos en el tubo del evaporador

$$\Delta T \ln = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

$$\Delta T1 = T. Salida_{H_2O} - T_{GNL} = 85^{\circ}C - 162^{\circ}C = 247^{\circ}C$$

$$\Delta T2 = T. Entrada_{H_2O} - T_{GN} = 90^{\circ}C - 30^{\circ}C = 60^{\circ}C$$

$$\Delta T \ln = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} = \frac{247^{\circ}C - 60^{\circ}C}{\ln\left(\frac{247^{\circ}C}{60^{\circ}C}\right)} = 132,15 \text{ K}$$

Una vez obtenida la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT ln), se puede determinar el área de transferencia de calor según la fórmula siguiente:

$$A = \frac{Q_{total}}{U * \Delta T \ln} = \frac{196000 \text{ W}}{138000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 132,15 \text{ K}} = 0,0107475 \text{ m}^2 \approx 107,4 \text{ cm}^2$$

El resultado anterior corresponde al área necesaria para evaporar el GNL utilizando agua procedente del sistema de refrigeración de los motores principales para realizar el intercambio de calor. Como se puede observar, el valor obtenido en el cálculo anterior es más bajo del que se esperaba. De modo que con un bajo número de tubos (uno o dos) se podrá alcanzar esa superficie necesaria para realizar el intercambio de calor teniendo en cuenta la longitud y el diámetro de los conductos. Es necesario tener presente que las pérdidas de carga aumentan cuando el fluido circula por conductos de pequeño diámetro, es decir, a menor diámetro mayores pérdidas de carga. Por este motivo se intentará diseñar el evaporador con un diámetro de tubos razonable sin que sean demasiado pequeños. Para conseguir este propósito se supondrá un diámetro que hará modificar sus variables dependientes, la longitud y el número de conductos.

Debido a la poca superficie necesaria para realizar el intercambio de calor no se podrá diseñar el evaporador ORV tal y como se había especificado en el apartado 5.2.1., teniendo en cuenta que ese evaporador planteado necesitaba varios colectores, tanto en la parte superior como en la parte inferior y los conductos que los comunicaban. De modo que para poder colocar tantos tubos es necesario disponer una superficie de intercambio de calor bastante más elevada de la obtenida, a no ser que se quiera diseñar el evaporador con diámetros y longitudes de conductos muy pequeños. A pesar de esto, la opción de diseñar el evaporador ORV con diámetros y longitudes de conductos muy pequeños queda descartada ya que según lo dispuesto en el párrafo anterior no es una opción viable debido a las pérdidas de carga que se generarían.

Teniendo en cuenta que la temperatura de evaporación del gas natural se encuentra alrededor de los -160°C, muy cercana a la temperatura de almacenamiento del GNL hace que no sea necesario aplicar mucha energía para realizar el cambio de fase. Éste es un factor primordial por el cual el área necesaria para realizar la evaporación es bastante baja. Además, se debería considerar la temperatura en la que se encuentra la sala de máquinas ya que aportaría una parte del calor necesario para evaporar el GNL. Este factor no se ha tenido en cuenta en el cálculo ya que se ha considerado una aportación de calor suplementaria y beneficiosa para la evaporación del GNL.

5.2.6. Dimensionamiento del evaporador

El dimensionamiento del evaporador se realizará partiendo de la suposición de disponer un sólo conducto de un diámetro determinado para realizar el intercambio de calor. Al suponer un diámetro y el número de conductos se obtendrá una longitud de tubo, la cual se deberá evaluar si se trata de una longitud apta para dimensionar el evaporador de tal forma que se pueda disponer en algún lugar de la sala de máquinas. El diámetro es el valor escogido que se mantendrá fijo en nuestro estudio al tratarse de un valor estándar para los fabricantes de conductos ya que la longitud se puede modificar seccionando el tubo.

Partiendo de las siguientes consideraciones se obtendrá la longitud “L” que debe tener el conducto para realizar el intercambio de calor:

- *Número de conductos* = 1
- *Diámetro interior de conducto* = 2 cm

El área interior de un conducto está determinada por la siguiente fórmula:

$$A_{tubo} = \pi * d_{interior} * L_o$$

$$107,475 \text{ cm}^2 = \pi * 2 \text{ cm} * L_o$$

$$L_o = \frac{107,475 \text{ cm}^2}{\pi * 2 \text{ cm}} = \mathbf{17,105 \text{ cm}}$$

Como se observa, suponiendo que el evaporador dispone un sólo conducto con un diámetro interior de 2 cm se obtiene una longitud de la tubería para realizar el intercambio de calor de 17,105 cm. Se puede considerar un valor aceptable para realizar el dimensionamiento del intercambiador al tratarse de un conducto de poca longitud que permitiría disponer el evaporador en varias zonas de la sala de máquinas sin entorpecer el funcionamiento de los demás sistemas.

Por otra parte, para diseñar el evaporador se deberá tener en cuenta que el refrigerante de cada motor no se puede mezclar tal y como se ha especificado en apartados anteriores. Al considerar que el evaporador dispone un sólo tubo para realizar el intercambio de calor se deberá realizar el dimensionamiento de tal forma que el refrigerante de cada motor abarque la misma superficie de intercambio de calor. Pero además se tendrá en cuenta que la temperatura del gas natural varía a lo largo del conducto, de modo que el refrigerante de cada motor intercambie más o menos la misma cantidad de calor de tal forma que se garantice el mismo salto térmico en los ambos refrigerantes. Estableciendo este concepto al evaporador también permitirá que el refrigerante tenga la misma temperatura o similar a la entrada de cada motor, sin que un motor trabaje con un refrigerante más frío que el otro.

A partir de las consideraciones descritas anteriormente se dimensionará el evaporador del remolcador proyecto. En primer lugar, se deberá separar con un deflector o placa el tubo, con la finalidad de mantener el refrigerante de cada motor principal separados uno del otro, sin que se mezclen. Además esta separación deberá abarcar la misma superficie de contacto para ambos refrigerantes de modo que se garantice por igual el salto térmico. En segundo lugar, el refrigerante de cada motor deberá intercambiar, más o menos, la misma cantidad de calor teniendo en cuenta que cuando el gas natural entra en el intercambiador tiene una temperatura alrededor de los -160 °C y a medida que circula por el conducto aumenta considerablemente su temperatura. Por este motivo se ha optado por colocar el deflector en el centro del conducto siguiendo la misma dirección.

En las siguientes imágenes se puede observar el diseño propuesto para el evaporador de GNL que necesita el remolcador proyecto.

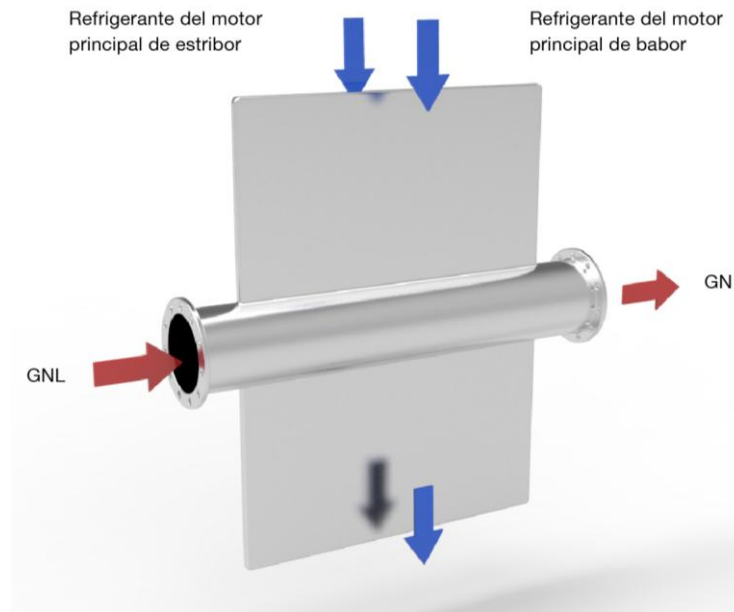


Figura 27. Evaporador del remolcador proyecto

Al observar las imágenes anteriores se llega a la conclusión de que el conducto diseñado no dispone el área suficiente, calculada en el apartado anterior, debido al espesor del deflector que dificulta la transmisión del calor. Por este motivo seguidamente se calcularán sus dimensiones teniendo en cuenta el espesor de la placa central. Para realizar este cálculo se ha optado por mantener el diámetro, de 2 cm, y aumentar la longitud del conducto con la finalidad de obtener el área real necesaria de intercambio de calor.

Se considerará que el espesor de la chapa es de 0,5 mm ya que sólo tiene la función mantener separados los dos refrigerantes procedentes de cada motor principal. La placa no realizará ninguna fuerza y además, al tratarse de agua dulce tratada no estará sometida a la misma corrosión que provoca el agua salada produciendo un adelgazamiento del material.

El perímetro de una circunferencia se calcula según la siguiente fórmula:

$$\text{Perímetro} = 2 * \pi * \frac{d}{2}$$

Siendo “d” el diámetro interior del conducto.

$$\text{Perímetro} = 2 * \pi * \frac{d}{2} = 2 * \pi * \frac{2 \text{ cm}}{2} = 6,283 \text{ cm}$$

De modo que la sección interna del conducto representada en dos dimensiones sería:

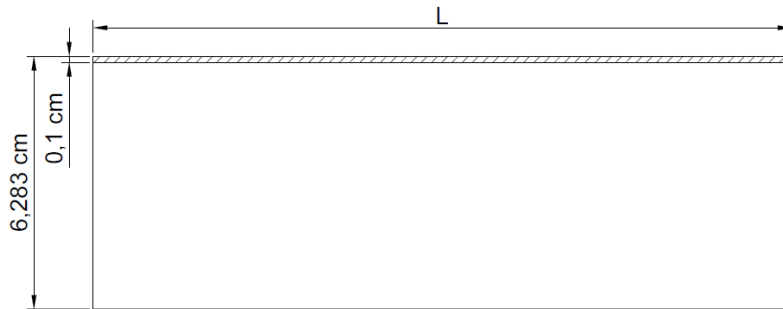


Figura 28. Representación en 2D de la superficie de transmisión de calor

Como se puede observar, la figura anterior representa las dimensiones conocidas de la superficie interior del conducto. La zona seccionada representa el área total desaprovechada por el espesor de la plancha, es decir, la suma de los dos espesores de 0,5 mm que unen el conducto tanto por la parte superior como por la parte inferior. En cambio la zona blanca, no seccionada, representa el área efectiva de intercambio de calor. Sabiendo que el área efectiva del conducto debe ser $107,475 \text{ cm}^2$, aplicando la siguiente fórmula se obtiene la longitud del conducto.

$$\text{Área efectiva} = L * \text{altura efectiva}$$

Teniendo en cuenta que la chapa esta unida al tubo tanto por la parte superior como por la parte inferior se le deberá restar ambos espesores, siendo la altura efectiva del conducto:

$$\text{altura efectiva} = 6,283 - 0,1 = 6,183 \text{ cm}$$

Aplicando la fórmula remarcada anteriormente se obtiene la longitud “L” que debe tener el conducto:

$$107,475 \text{ cm}^2 = L * 6,183$$

Siendo “L”:

$$L = \frac{107,475 \text{ cm}^2}{6,183 \text{ cm}} = 17,383 \text{ cm}$$

De modo que el evaporador que se ha diseñado para ser empleado en el remolcador proyecto dispondrá de un sólo conducto con un diámetro interior de 2 cm y una longitud de 17,383 cm.

5.2.7. Caudal mínimo necesario para la bomba de GNL

El caudal mínimo necesario que debe tener la bomba de GNL está determinado por el consumo de combustible de los motores principales. A partir de los siguientes datos, especificados en apartados anteriores, se calcula el caudal mínimo necesario para la bomba de GNL:

- Consumo específico de un motor = 360 kg/h
- Consumo específico total = 360 kg/h * 2 motores = 720 kg/h
- Densidad del GNL ($a = 162^{\circ}\text{C}$), $\rho = 431 \text{ kg/m}^3$

A partir de los datos anteriores se calcula el caudal en m^3/h :

$$\text{Caudal mínimo de la bomba} = 720 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{\text{m}^3}{431 \text{ kg}} = 1,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

De modo que la bomba que se instalará deberá tener un caudal superior a $1,67 \text{ m}^3/\text{h}$. Por motivos de seguridad el sistema deberá disponer dos bombas que puedan extraer el GNL del tanque, una que estará en funcionamiento y otra en espera. Las dos bombas estarán comunicadas mediante una tubería y válvulas a un colector común. Se había reservado la parte inferior del espacio disponible para colocar las bombas de GNL (descrito en el apartado 5.1.2.) pero se ha optado para instalarlas en el interior de la sala de máquinas al tratarse de un sitio accesible en caso de avería.

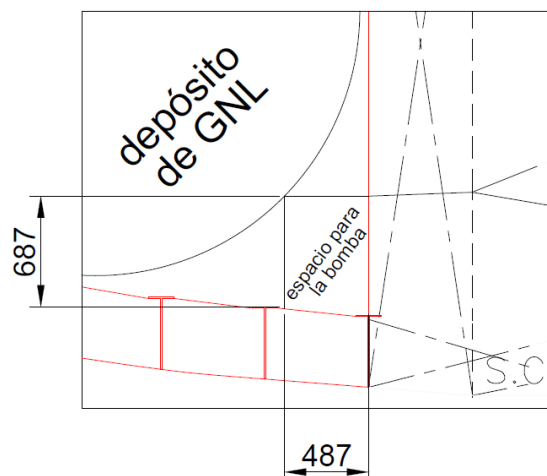


Figura 29. Espacio reservado inicialmente para disponer las bombas (en mm)

Como se puede apreciar en la figura anterior se había considerado un espacio en el interior del compartimento donde hay el tanque para disponer las bombas con sus respectivos motores eléctricos aunque se ha descartado por varias razones. En primer lugar, se trata de un lugar de difícil acceso en caso de avería ya que se debería colocar unos tapines en el mamparo a popa de la sala de máquinas para acceder a un espacio que puede haber gases peligrosos para el operario. Por otra parte, no es recomendable disponer un foco caliente y que posiblemente pueda emitir chispas, cómo puede ser un motor eléctrico, en una zona donde puede haber gases inflamables.

De modo que se ha considerado cómo un lugar más apropiado colocar las dos bombas de gas natural licuado en el interior de la sala de máquinas. Al tratarse de bombas de poco caudal sus dimensiones, tanto de la bomba cómo del motor, serán reducidas de modo que facilitará la zona donde se ubicarán. Concretamente, el lugar de la sala de máquinas más idóneo para colocar estas dos bombas será a estribor del mamparo de popa, ya que en esa zona sólo se dispondrán los receptores y estarán a una cierta altura del suelo (como se podrá observar en el siguiente apartado), además de que la distancia que separaría el tanque de las bombas es corta. Al igual que la ubicación designada para colocar la bomba descrita en el párrafo anterior, la aspiración de la bomba se encontraría más abajo que la parte inferior del tanque de GNL lo cual disminuiría el riesgo de que la bomba se descebara.

Teniendo en cuenta que la temperatura en la salida del tanque de GNL se encuentra alrededor de los $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ es posible que se forme escarcha entorno a las tuberías o incluso a alrededor de la bomba. Estos trozos de hielo que se forman debido a la condensación del aire pueden producir problemas en el sistema de alimentación. Por este motivo, se colocará un aislamiento térmico alrededor de las tuberías para que en caso de que se forme hielo no afecte a la tubería interna por la cual circula el GNL.

5.3. Sistema de aire comprimido

En el presente apartado se determinaran las características que debe reunir el sistema de aire comprimido para la puesta en marcha de los motores de gas C26:33L8PG. Como se verá a continuación el sistema de aire se verá afectado, principalmente, a causa del consumo de aire que necesitan estos nuevos motores en cada puesta en marcha. Por este motivo, según los requisitos estipulados por la normativa y las necesidades de los nuevos motores se deberá modificar la capacidad de las botellas de almacenamiento de aire comprimido.

5.3.1. Necesidades del sistema de aire comprimido

Para recordar las especificaciones del motor diesel C25:33L8P, anotadas en el capítulo 3, se ha recopilado una tabla con los datos más importantes para resolver este problema:

Motor diesel C25:33L8P		
Consumo de aire en cada puesta en marcha	0,9 Nm ³ /puesta en marcha	
Presión mínima para la puesta en marcha	18 bar	
Número de puestas en marcha	Con un receptor de 250 l	4,3
	Con un receptor de 500 l	7,7

Tabla 27. Tabla resumen de los consumos de aire del motor diesel

En referencia a la tabla anterior se puede observar que en cada puesta en marcha un sólo motor consume 0,9 m³ de aire. Además, el fabricante indica que con un receptor de una capacidad de 500l se pueden realizar 7 puestas en marcha sin la necesidad de poner en funcionamiento los compresores, siempre y cuando la botella se encuentre inicialmente a 30 bar.

En el caso del remolcador real, con un sólo receptor de aire bastaría para cubrir las necesidades de los dos motores. Según indica la normativa un motor no reversible debe tener la capacidad de ponerse en marcha un mínimo de 6 veces. De modo que el remolcador real, podría disponer de un sólo receptor de 500 litros para realizar la puesta en marcha. Aun así, según lo indica la normativa obliga que ciertos elementos esenciales para el funcionamiento del buque estén duplicados. Por este motivo el remolcador real dispone de dos botellas de 500 litros.



Figura 30. Disposición de los receptores en el remolcador real

En cambio en la siguiente tabla resumen se muestran los consumos del motor alimentado por gas, descrito más detalladamente en el capítulo 4:

Motor de gas C26:33L8PG		
Consumo de aire en cada puesta en marcha	5,7 Nm ³ /puesta en marcha	
Presión mínima para la puesta en marcha	15 bar	
Número de puestas en marcha	Con dos receptor de 1000l	6,3
	Con dos receptor de 1250l	7,6
	Con dos receptor de 1500l	8,9

Tabla 28. Tabla resumen de los consumos de aire del motor de gas

Al comparar las dos tablas anteriores se puede comprobar como el motor de gas consume mucha más cantidad de aire en cada puesta en marcha respecto al motor diesel. En el supuesto caso de mantener las dos botellas de 500 litros, para el remolcador proyecto, sólo se podrían poner en marcha un máximo de 3 veces entre los dos motores, en el caso de no poner en marcha los compresores y que las botellas estuviesen inicialmente a 30 bar. Esta opción podría ser viable pero no cumpliría con la normativa estipulada en el párrafo anterior, de un mínimo de 6 puestas en marcha para un motor no reversible. De modo que se necesitará disponer más volumen almacenado en los receptores y para ello se podrá añadir más botellas de aire de las que ya tiene o sustituirlas por otras de mayor capacidad.

Teniendo en cuenta la tabla anterior se deberá escoger una opción que se adapte a las necesidades de los motores y de la normativa. Además, según las especificaciones de la tabla 19, capítulo 4, la cual especifica las dimensiones de las botellas, se deberá comprobar que la capacidad y el número de receptores elegidos quepan en el mamparo a popa de la sala de máquinas, el mismo lugar donde hay ubicadas las botellas de 500 l en el remolcador real.

En primer lugar, la opción que parece ser más viable podría ser colocar dos botellas de 1000 l, con la finalidad de poder disponer los receptores en el mamparo a popa de la sala de máquinas de forma que no afecten a la disposición de los otros elementos que se encuentran cerca de esa zona. Con estos dos receptores cumpliríamos las necesidades del motor y de la normativa según el razonamiento siguiente:

El sistema de propulsión, formado por dos motores no reversibles, requiere un total de 6 puestas en marcha para cumplir los criterios que indica la normativa, considerando que los compresores no se ponen en marcha en el transcurso de este período y que los receptores inicialmente se encuentran a 30 bar. Según se observa en la tabla anterior, facilitada por el fabricante, para conseguir un total de 6 puestas en marcha es necesario como mínimo utilizar 2 receptores de 1000 litros cada uno. De modo que esta será la opción escogida aunque se deberá comprobar que se puedan adaptar a las dimensiones del mamparo a popa de sala de máquinas.

Con esta opción se puede afirmar que se cumpliría con la normativa estipulada, de un mínimo de 6 puestas en marcha para el sistema de propulsión formado por dos motores principales no reversibles. La capacidad almacenada en los receptores estará duplicada respecto al remolcador real.

5.3.2. Disposición de los receptores en sala de máquinas

Como bien se ha comentado en capítulos anteriores uno de los principales problemas que tiene un remolcador es el espacio disponible. Al tratarse de un buque de pequeñas dimensiones hace que el espacio a bordo sea muy reducido, de modo que se deberá estudiar si los receptores de aire se podrán disponer en el mamparo a popa de la sala de máquinas.

Recordamos que al disponer el depósito de combustible detrás del mamparo a popa de la sala de máquinas el pañol de popa queda anulado. De modo que el acceso que comunica el pañol con la sala de máquinas no será necesario y será eliminado. Por este motivo, al suprimir esta puerta se ganará un espacio disponible para disponer los receptores de aire.



Motor de la bomba de refrigeración de la etapa de baja temperatura

Figura 31. Espacio añadido para disponer los receptores

Al aumentar el volumen de aire almacenado en las botellas con la finalidad de satisfacer el caudal de aire que necesitan los motores en cada puesta en marcha implicará un cambio en el sistema de tuberías. Las tuberías que conectan los receptores con el motor neumático para la puesta en marcha deberán tener un mayor diámetro ya que necesitan un mayor caudal en cada puesta en marcha. Al modificar la disposición de los receptores el sistema de tuberías se deberá sustituir aunque las tuberías que salen de la grifería de cada botella y conectan con otros sistemas (tifón, válvulas pilotadas neumáticamente...) seguirán manteniendo el mismo diámetro. De modo que se deberá modificar todo el sistema de tuberías y los receptores se repartirán por el espacio disponible en el mamparo a popa de la sala de máquinas.

El espacio disponible para ubicar las botellas quedará delimitado por la altura y la longitud del mamparo a popa de la sala de máquinas. Pero además, se deberá tener en cuenta no estorbar la posición del motor eléctrico que acciona la bomba de refrigeración del sistema de baja temperatura que aparece en la imagen anterior. El extintor que aparece en la figura 31 se colocará cerca de la popa de la sala de máquinas, en algún lugar que no estorbe.

Dimensiones del mamparo	
Manga	7 metros
Altura	2,26 metros

Tabla 29. Dimensiones del mamparo de popa de la sala de máquinas

Dimensiones de las botellas de aire			
Capacidad (litros)	Longitud (mm)	Diámetro (mm)	Peso (Kg)
1000	3845	650	800

Tabla 30. Receptores de aire

Conociendo los datos especificados en las tablas 29 y 30 se puede determinar si el espacio disponible en el mamparo de popa será suficiente para disponer los dos receptores propuestos, de 1000 litros cada uno. Es necesario remarcar que la altura citada en la tabla 29 corresponde a la distancia que separa las planchas que forman el suelo de la sala de máquinas hasta los refuerzos estructurales que soportan la cubierta principal.

Teniendo en cuenta las especificaciones del motor, las tuberías del sistema de aire para la puesta en marcha deberán ser de DN 50 en las que según EN 10255 se trata de tuberías con un diámetro exterior de 60,3 mm y un espesor de 3,65 mm. Se tratan de las tuberías de mayor diámetro del sistema neumático y deberán estar fabricadas de acero. Por este motivo se considerará una holgura de 15 cm como distancia suficiente entre la parte superior del manómetro de las botella de babor y los refuerzos estructurales que soportan la cubierta principal para que pueda colocarse la red de distribución de tuberías del sistema de aire comprimido. Por simplicidad, al no modificar ninguno de los otros consumidores del sistema de aire comprimido, las tuberías que se colocarán seguirán el mismo recorrido que en el remolcador real. Es decir, tanto las tuberías que recorren el doble fondo de sala de máquinas como las que se encuentran en la parte superior continuarán pasando por el mismo lugar.

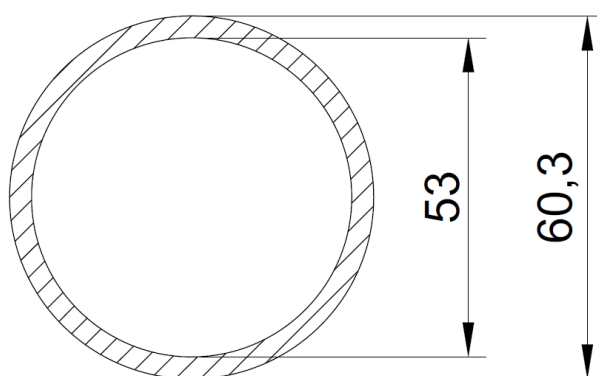


Figura 32. Sección de las tuberías DN50 (medidas en mm)

Utilizando el programa autocad se ha podido verificar que los dos receptores elegidos se podrán disponer en el mamparo de popa de la sala de máquinas. Para realizar esta verificación se ha realizado la conversión de unidades en el programa para poder trabajar a escala real. Las botellas estarán soportadas por unos refuerzos que se colocaran en el mamparo a popa de la sala de máquinas, del

mismo modo que están soportadas en el caso del remolcador real. En la parte inferior de esa zona se recortaran las planchas que forman el suelo de la sala de máquinas para que se pueda disponer la conexión de salida para realizar el purgado de las botellas. Esta conexión siempre va ubicada en la parte más baja de la botella donde, por gravedad, se acumula el condensado. Al igual que en el remolcador real el condensado procedente de las botellas se enviará al tanque de sentinas mediante unos conductos.

Un factor importante a tener en cuenta a la hora de disponer las botellas en el mamparo es su inclinación. Se podrá dar la inclinación que se considere oportuna con la finalidad de que se puedan adaptar a las medidas disponibles que ofrece el mamparo a popa de la sala de máquinas. Sin embargo, la inclinación considerada deberá permitir que el condensado que se forma en el interior del receptor se deposite, por gravedad, en la parte opuesta a la grifería y más cercana a las planchas que forman el suelo de la sala de máquinas. La inclinación considerada para disponer los receptores ha sido de 21° respecto a la horizontal (como se indica en la siguiente figura). Se ha tomado este valor ya que se ha comprobado, con el programa autocad, que se trata de un ángulo adecuado para poder adaptar las botellas a las dimensiones que tiene el mamparo. La separación que se ha dejado entre receptores ha sido de 15 cm ya que se ha considerado una separación suficiente como para disponer las abrazaderas que soportan los receptores.

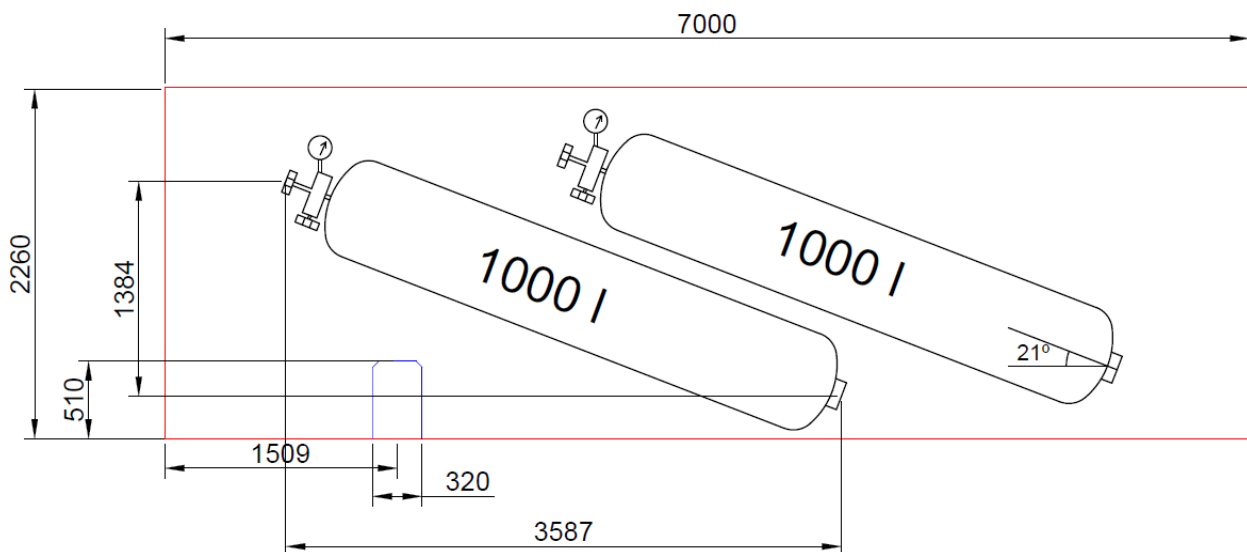


Figura 33. Disposición de los receptores en el mamparo (medidas en mm)

En la figura anterior se muestra la representación de los dos receptores colocados en el mamparo a popa de sala de máquinas (remarcado en color rojo). Como se observa las griferías se encuentran a una distancia de aproximadamente 1,5 metros de altura respecto a las planchas que forman el suelo de la sala de máquinas. Por este motivo se ha considerado esta altura como aceptable para ubicar la grifería de modo que toda persona pueda abrir o cerrar con facilidad las diferentes válvulas



Figura 34. Disposición de los receptores en el mamparo a popa de la sala de maquinas

5.3.3. Necesidades de los compresores de aire

Al disponer de un mayor volumen almacenado en las botellas que en el caso del remolcador real se deberá determinar si la capacidad que tienen los compresores de air es suficiente como para rellenar las botellas des de la presión atmosférica hasta la presión de trabajo, 30 bar, en un tiempo estipulado por la normativa y las sociedades de clasificación. Para verificar esta condición se ha tenido las especificaciones que ofrece el mismo fabricante del motor, Rolls-Royce, el cual obliga a que la capacidad del compresor debe ser suficiente para rellenar los receptores des de la presión atmosférica hasta la presión máxima admitida en 60 minutos.

Aplicando la fórmula facilitada por el fabricante del motor se calcula el caudal mínimo de aire que requiere el compresor:

$$Q = \frac{p_2}{p_0} * J * \frac{60}{t} * s, \text{ m}^3/h$$

Donde,

Q = Capacidad del compresor en Nm^3/h

p_2 = Máxima presión de aire = 31 bar

p_0 = Presión atmosférica en bar

J = Capacidad total de aire almacenado en m^3 , en nuestro caso $J = 2 \text{ m}^3$

t = Tiempo de operación del compresor en minutos = 60 minutos

s = Factor de seguridad, normalmente se considera que $s = 1,2$

$$Q = \frac{p_2}{p_0} * J * \frac{60}{t} * s = \frac{31 \text{ bar}}{1,01325 \text{ bar}} * 2 \text{ m}^3 * \frac{60}{60 \text{ minutos}} * 1,2 = 73,427 \text{ m}^3/\text{h}$$

Una vez obtenido este resultado podemos afirmar que los dos compresores SAUER, model WP33L utilizados en el remolcador real no podrán abastecer las necesidades del nuevo sistema por poco caudal. La capacidad mínima que deberán tener los compresores que se instalarán para rellenar los receptores según el criterio establecido por el fabricante es de 73,427 m³/h . Es decir, en el caso de colocar dos compresores de servicio, cada uno de ellos deberá tener una capacidad mínima de:

$$Q = \frac{73,427 \text{ Nm}^3/\text{h}}{2} = 36,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ cada compresor de servicio}$$

Por motivos de seguridad, según lo exige la normativa y la gran mayoría de las sociedades de clasificación obligan a que ciertos elementos y sistemas estén duplicados. El compresor es uno de estos elementos, de modo que el remolcador proyecto, al igual que el remolcador real, deberá disponer dos compresores del mismo caudal mencionado anteriormente y un compresor de emergencia. Generalmente, los compresores de servicio están accionados por un motor eléctrico que mediante un controlador se pone en marcha cuando la presión en el interior de los receptores es inferior a 16 bar.

Para calcular el caudal necesario que necesita el compresor de emergencia se ha establecido una relación de proporcionalidad entre la capacidad de los compresores de servicio y del de emergencia del remolcador real respecto al caudal obtenido anteriormente para los compresores de servicio del remolcador proyecto.

Conociendo el caudal de los compresores de servicio, 31,5 m³/h y el caudal del compresor de emergencia, 15 m³/h del remolcador real se puede obtener una aproximación del caudal mínimo necesario que necesitaría el compresor de emergencia del remolcador proyecto:

	<u>Caudal de los</u> <u>compresores de servicio</u>	<u>Caudal de los</u> <u>compresores de emergencia</u>
Remolcador real:	31,5 m ³ /h — — — — —	— — — — — 15 m ³ /h
Remolcador proyecto:	36,71 m ³ /h — — — — —	— — — — — X (m ³ /h)

$$X = \text{Caudal mínimo del compresor de emergencia} = \frac{36,71 * 15}{31,5} = 17,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

De modo que el compresor de emergencia deberá proporcionar como mínimo un caudal de $17,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Este compresor, a diferencia de los compresores de servicio, tiene la peculiaridad de que debe ser autónomo, es decir, debe poder funcionar aunque la planta eléctrica haya caído, por este motivo suelen estar accionados por un motor de combustión interna alternativo.

Teniendo en cuenta el caudal necesario para rellenar los receptores des de la presión atmosférica hasta 31 bar, cumpliendo con el tiempo mínimo estipulado por el fabricante, se ha determinado dos compresores de servicio que suministren mayor caudal para instalar en el remolcador proyecto. Además, para seleccionar estos compresores se ha tenido en cuenta las dimensiones del espacio disponible. Los compresores se ubicarán en la zona de babor y a popa de la sala de máquinas, en el lugar donde hay los compresores SAUER WP33L del remolcador real, por este motivo es conveniente conocer las dimensiones de los compresores que dispone el remolcador real.



Figura 35. Compresores SAUER WP33L, remolcador real

Dimensiones del compresores y motor SAUER WP33L			
Longitud	Anchura	Altura	Peso
890 mm	610 mm	63,5 mm	145 kg

Tabla 31. Dimensiones del compresores SAUER WP33L

Teniendo en cuenta los requisitos anteriores se han seleccionado dos compresores del mismo fabricante SAUER, para dar servicio al sistema neumático del buque. Estos compresores, del modelo WP65L (Mistral Series), trabajan con caudales entre $10 \text{ m}^3/\text{h}$ y $80 \text{ m}^3/\text{h}$. De modo que serían válidos para satisfacer las necesidades del sistema neumático del remolcador proyecto. Cada uno de ellos dispone de dos cilindros para realizar la compresión en dos etapas. El motor eléctrico que acciona el compresor tiene mayor potencia que el que utiliza el compresor SAUER WP33L. Estos requisitos hacen que este compresor pueda ser adecuado para la instalación neumática del remolcador proyecto pero queda por determinar si cumple con las dimensiones que ofrece el espacio disponible para su ubicación.



Figura 36. Compresor SAUER WP65L

Dimensiones del compresores y motor SAUER WP65L			
Longitud	Anchura	Altura	Peso
1240 mm	730 mm	810 mm	328 kg

Tabla 32. Dimensiones del compresor SAUER WP65L

Como se puede observar en la tabla anterior el compresor SAUER WP65L que se propone instalar en el remolcador proyecto es más voluminoso en comparación con el compresor WP33L que tiene un menor tamaño en las tres dimensiones del espacio. Aún así, se ha comprobado midiendo las dimensiones del espacio disponible para ubicar los compresores que este compresor es válido para instalarlo en el lugar donde hay instalados los compresores utilizados en el remolcador real. Se deberá tener en cuenta que los soportes que mantienen firme los compresores deberán ser modificados.

Para elegir el compresor de emergencia idóneo para ser instalado en el remolcador proyecto se ha tenido en cuenta los tres requisitos principales que caracterizan el compresor de emergencia. En primer lugar el compresor debe ofrecer un caudal mínimo de $17,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Debe disponer de una puesta en marcha independiente en el caso de que se produzca una caída de planta con la finalidad de rellenar los receptores, poner en marcha el auxiliar y volver a levantar la planta. Finalmente debe poder ofrecer una presión de trabajo de 30 bar, la necesaria para efectuar la puesta en marcha del auxiliar.

Teniendo en cuenta los criterios especificados en el párrafo anterior se ha buscado un compresor que cumpliera con esos requisitos. A pesar de realizar una búsqueda exhaustiva, en catálogos de diferentes fabricantes, para encontrar un compresor que se adaptase a esas condiciones no se encontró ningún compresor accionado por un motor térmico que se adaptase a esas necesidades. Aún así se escogió un compresor que cumplía tanto con la presión de trabajo y el caudal mínimo necesario pero el fabricante lo suministraba con un motor eléctrico o solamente el bloque del compresor. Se observó, en las especificaciones, que este compresor podía ser accionado por un motor térmico, de modo que en el presente proyecto se ha considerado que este compresor estará accionado por un motor térmico que ofrezca la misma potencia de accionamiento.

El compresor de emergencia escogido ha sido el compresor Atlas Copco LT 7-30 teniendo en cuenta que se trata de un compresor que ofrece un caudal superior al mínimo exigido y que puede trabajar hasta

una presión de servicio de 30 bar. Según el fabricante este compresor está accionado por un motor eléctrico que proporciona una potencia de 7,5 CV, de modo que se deberá escoger un motor térmico que ofrezca la misma potencia de salida. Según el fabricante este compresor ofrece un caudal de 6,4 l/s o 384 l/min. El conducto para evacuar los gases al exterior no se modificará ya que podrá ser aprovechado para evacuar los gases de este nuevo compresor.

$$\text{Caudal mínimo del compresor de emergencia} = \frac{17,5\text{m}^3}{h} * \frac{1000\text{dm}^3}{1\text{m}^3} * \frac{1\text{l}}{1\text{dm}^3} * \frac{1\text{h}}{60\text{min}} = 292 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Como el caudal que ofrece el compresor elegido es superior al caudal mínimo necesario que debe tener el compresor de emergencia este compresor es válido para satisfacer las necesidades del remolcador. Al igual que los compresores de servicio se trata de un compresor alternativo que efectúa la compresión en dos etapas, con la finalidad de conseguir una presión máxima de 30 bar, además este compresor está lubricado a diferencia de otros modelos exentos de aceite.



Figura 37. Compresor de emergencia Atlas Copco LT 7-30

Por otra parte, el fabricante no ofrece las dimensiones de este compresor de modo que no se podrá determinar si este compresor es válido para ubicarlo en la zona donde está el compresor de emergencia en el remolcador real. Teniendo en cuenta el caudal que ofrece y la potencia del motor térmico es posible que se adapte a la zona disponible para colocarlo, en caso contrario se debería buscar algún lugar alternativo, preferiblemente cerca a los receptores con la finalidad de disminuir las pérdidas de carga que se producen en las tuberías. El peso de este compresor tampoco está disponible en las especificaciones que ofrece el fabricante.

5.4. Variación de pesos

En este apartado se realizará una valoración aproximada de la variación de los pesos distribuidos entre el remolcador real y el futuro remolcador proyecto. Al no disponer de suficientes datos para calcular con exactitud ciertos elementos modificados, la desviación de pesos que sufrirá el remolcador proyecto será una aproximación de la realidad aunque se realizarán ciertas valoraciones respecto a los resultados obtenidos y sus posibles correcciones. Además, al no disponer de las curvas hidrostáticas ni de la distribución exacta de pesos no se podrá realizar el cálculo de estabilidad.

5.4.1. Motores principales

Comparando las especificaciones de los dos motores, el C25:33L8P (alimentado por diesel) y el C26:33L8PG (alimentado por gas natural), expuestas en los capítulos 3 y 4 respectivamente se ha observado que el nuevo motor escogido y alimentado por gas tiene menor peso que el motor diesel instalado actualmente. Recopilando los datos que caracterizan el peso de cada motor se obtiene que:

$$\text{Peso motor C25:33L8P} = 23.900 \text{ kg} * 2 \text{ motores} = 47.800 \text{ kg}$$

$$\text{Peso motor C26:33L8PG} = 20.700 \text{ kg} * 2 \text{ motores} = 41.400 \text{ kg}$$

Siendo el peso sustraído de:

$$\text{Peso sustraído} = 47.800 \text{ kg} - 41.400 \text{ kg} = \mathbf{6.400 \text{ kg}}$$

Cómo se observa el peso sustraído del remolcador debido a la disposición de estos nuevos motores ha sido de 6.400 kg. Estos nuevos motores estarán colocados exactamente en el mismo lugar donde había los motores diesel. A pesar de estar dispuestos en la misma zona pero disponiendo de un peso más reducido se puede afirmar que el centro de gravedad del buque se verá afectado, incrementando la distancia que lo separa de los motores principales. Teniendo en cuenta esta consideración se puede afirmar que al subir el centro de gravedad del buque la estabilidad del remolcador se verá más reducida.

5.4.2. Sistema de combustible

Recordando las especificaciones dispuestas en el apartado 5.1 de este mismo capítulo, el espacio reservado para ubicar el depósito de GNL ha sido los tanques dispuestos, en el remolcador real, entre el mamparo a popa de la sala de máquinas y el mamparo de pique de popa. Los cuales cuatro (11B, 11E, 10B, 10E) se utilizan para el almacenamiento de combustible, dos para el líquido espumógeno que ya no se utiliza más el pañol a popa de la sala de máquinas. Teniendo en cuenta que los tanques de espuma están vacíos únicamente se considerará los 4 tanques de almacenamiento de combustible para realizar este estudio. Se supondrá que los cuatro tanques están llenos de diesel ocupando todo el volumen que dispone el tanque.

Recordamos que:

Espacio	Volumen(m ³)
Tanque 11B	19,848
Tanque 11E	19,848
Tanque 10B	8,589
Tanque 10E	8,589
Volumen total	56,874

Tabla 33. Tanques de combustible de popa del remolcador real

Considerando la densidad del diesel-oil como:

- *Densidad del diesel* = 840 kg/m³

$$\text{Peso del combustible diesel} = 840 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 56,874 \text{m}^3 = 47.774 \text{ kg}$$

El valor del peso obtenido representa únicamente el peso debido al diesel-oil contenido en los cuatro tanques ubicados a popa de remolcador real. Cómo se puede comprobar se trata de un peso significativo teniendo en cuenta las dimensiones del buque. Para tener una orientación de la diferencia de pesos entre el peso sustraído, 47.774 kg, y el peso añadido debido al GNL se deberá calcular el peso del nuevo combustible, gas natural licuado, contenido en el depósito de almacenamiento de GNL.

Datos específicos para realizar el cálculo:

- *Volumen del depósito* = 64,43 m³
- *Densidad del GNL* (a – 162 °C y a 1 atm) = 431 kg/m³

$$\text{Peso del combustible GNL} = 431 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 64,43 \text{m}^3 = 27.769 \text{ kg}$$

Disponiendo del peso del GNL cuando éste se encuentra almacenado en el tanque dimensionado y considerando que ocupa todo el volumen disponible se puede obtener la variación de pesos entre antes y después de la modificación. Evaluando los dos resultados se observa que el peso del GNL es inferior al peso del combustible diesel debido a que la densidad del GNL es prácticamente la mitad de la que tiene el diesel a pesar de que el volumen del tanque de GNL es superior al volumen de los tanques de diesel.

Para poder disponer el depósito de GNL en el espacio comprendido entre el mamparo a popa de sala de máquinas y el mamparo de pique de popa se debe eliminar parte de los refuerzos que componen los seis tanques especificados anteriormente más los refuerzos que componen el pañol de popa. Al no disponer del peso de todos estos refuerzos que se han eliminado y el peso de los elementos que había

en el interior del pañol de popa se ha supuesto que la suma de estos pesos es igual al peso añadido debido a la colocación del depósito de GNL más el peso de los refuerzos para soportarlo y dar resistencia a ese espacio. Esta consideración puede diferir bastante de la realidad pero al no disponer de suficiente información se ha considerado cómo la mejor opción para continuar el estudio. En el supuesto caso de tratarse de un proyecto real se debería estudiar detalladamente el peso y la posición de cada elemento mencionado.

De modo que el peso sustraído debido a la modificación del sistema de combustible, inicialmente consumiendo diesel y posteriormente consumiendo GNL queda determinado según la siguiente expresión:

$$\textbf{Peso sustraído} = 47.774 \text{ kg} - 27.769 \text{ kg} = \textbf{20.005 kg}$$

Al tratarse de una diferencia de unas 20 toneladas, bastante significativa en relación a las dimensiones y el desplazamiento del buque, seguramente afectaría el trimado, haciendo que el remolcador navegase aporado. Al modificar el trimado también se modificaría la posición del centro de gravedad del remolcador, lo cual podría reducir su capacidad de maniobra.

En primer lugar, se debería comprobar si con los tanques de lastre es suficiente como para compensar este peso restante. Es importante tener presente que cualquier peso que se desaloje en un buque puede ser aprovechado para colocar otros elementos o sistemas necesarios para la navegación. Otra posible opción viable para añadir este peso restante consistiría en añadir un tanque de lastre o ampliar el tanque de pique de popa ya que en la parte a popa del depósito hay cierto espacio disponible que no está aprovechado. En referencia al resultado obtenido, al tratarse de una peso desalojada, se puede considerar beneficioso respecto a que hubiese sido un peso añadido debido a que añadiendo ciertos elementos se puede conseguir las mismas condiciones de estabilidad que originariamente tenía el remolcador real.

5.4.3. Sistema neumático

En este apartado se especificará la variación de pesos debido a las modificaciones realizadas en el sistema neumático. Teniendo en cuenta que los elementos modificados en este sistema han sido los receptores de aire y los compresores de aire. Este apartado ha sido dividido en dos apartados para facilitar la comprensión.

5.4.3.1. Receptores de aire

Tal y cómo se ha especificado en este capítulo los receptores de aire han sido modificados con la finalidad de cumplir con las expectativas que necesitan estos nuevos motores para la puesta en marcha y cumpliendo con las especificaciones estipuladas por la normativa. En referencia a los datos expuestos en el capítulo 3, en el cuál se detalla el tipo de botella utilizada en el remolcador real se obtiene la siguiente tabla:

Volumen (litros)	Peso (kg)
500	450

Tabla 34. Peso de los receptores de aire utilizados en el remolcador real

Teniendo en cuenta que el remolcador real dispone de dos receptores de 500 litros y con un peso de 450 kg cada uno de ellos, el peso total debido a las botellas de aire es:

$$\text{Peso de los receptores (remolcador real)} = 450 \text{ kg} * 2 = 900 \text{ kg}$$

Contrastando el resultado anterior con el peso de los receptores escogidos para ser instalados en el remolcador proyecto se puede obtener la variación de pesos debido a la modificación de los receptores de aire. Teniendo en cuenta los datos especificados en el capítulo 4, en el cual se detalla las dimensiones y el peso de cada botella según el volumen requerido, se puede calcular esta diferencia de pesos. En la siguiente tabla se exponen los datos, especificados anteriormente, para realizar este cálculo:

Volumen (litros)	Peso (kg)
1000	800

Tabla 35. Peso de los receptores de aire utilizados en el remolcador proyecto

Recordando que para dimensionar el sistema neumático del remolcador proyecto se han escogido dos receptores de 1000 litros y 800 kg cada uno de ellos, de modo que el peso debido a la disposición de estos nuevos receptores queda determinado por:

$$\text{Peso de los receptores (remolcador proyecto)} = 800 \text{ kg} * 2 = 1600 \text{ kg}$$

Comparando los dos resultados se observa que el peso debido a los nuevos receptores añadidos es superior al peso de los receptores originales del remolcador real, siendo la variación de pesos la siguiente:

$$\text{Peso añadido} = 1600 \text{ kg} - 900 \text{ kg} = 700 \text{ kg}$$

Este peso añadido debido a estos nuevos receptores de aire contrarrestará una pequeña parte del peso desalojado debido a la eliminación de los tanques de diesel por el depósito de GNL.

5.4.3.1. Compresores de aire

En este subapartado se determinará la variación de pesos debido a la instalación de los nuevos compresores que dispondrá el remolcador proyecto. Como se ha especificado en apartados anteriores, a parte de los dos compresores de servicio es obligatorio que el buque disponga de un compresor de emergencia para restablecer el funcionamiento del remolcador en caso de que caiga la planta. Debido a la falta de información sobre el peso de los compresores de emergencia, tanto del que dispone el remolcador real como del que se ha escogido, se despreciará esta diferencia a pesar de que probablemente el peso del compresor escogido será superior al del compresor dispuesto en el remolcador real ya que proporciona un mayor caudal. Además, el resultado que se obtendría al realizar esta diferencia de pesos, supuestamente, sería muy bajo de modo que prácticamente no afectaría a la estabilidad del buque. Por este motivo únicamente se considerará la variación de pesos debido a la modificación de los compresores de servicio.

Seguidamente se calcula el peso total debido a los dos compresores de servicio de servicio, SAUER WP33L, instalados en el remolcador real con un peso de 145 kg cada uno de ellos:

$$\text{Peso total de los compresores SAUER WP33L(remolcador real)} = 145 \text{ kg} * 2 = 290 \text{ kg}$$

En cambio los dos compresores de servicio escogidos, SAUER WP65L, para ser instalados en el remolcador proyecto tienen un peso de 328 kg, bastante superior a los compresores SAUER WP33L ya que ofrecen mayor caudal.

$$\text{Peso total de los compresores SAUER WP65L(remolcador proyecto)} = 328 \text{ kg} * 2 = 656 \text{ kg}$$

Comparando los dos resultados se observa que el peso debido a los compresores elegidos es superior al peso de los compresores instalados en el remolcador real, siendo esta variación de pesos la siguiente:

$$\text{Peso añadido} = 656 \text{ kg} - 290 \text{ kg} = 366 \text{ kg}$$

Esta variación de pesos no es muy significativa, en comparación al peso desalojado debido al nuevo sistema de combustible instalado, pero a tener en cuenta en caso de realizar el cálculo de estabilidad ya que al estar concentrado en un lateral (a babor de la sala de máquinas) provocaría un pequeño momento escorarte.

5.4.4. Evaluación del conjunto

En el presente apartado se pretende mostrar la representación, en dos dimensiones, de la variación de pesos debido a las modificaciones realizadas y especificadas anteriormente. En la cual se representa, en

la parte inferior de la figura, la sala de máquinas y, en la parte superior, los depósitos de combustible que disponía el remolcador real y el pañol de popa visto desde planta (sobre el plano horizontal).

Para identificar esta variación de pesos se ha representado en color rojo la sección afectada debido al peso sustraído al realizar la modificación. Como se observa el peso sustraído se ha producido principalmente en la zona a popa de la sala de máquinas debido a la eliminación de los tanques de diesel-oil y el pañol de popa, con la finalidad de colocar el depósito de GNL. También se observa que al colocar estos nuevos motores principales una parte del peso ha sido sustraído a cause de que son menos pesados que los que disponía el remolcador antes de realizar la modificación. El valor anotado dentro del área seccionada corresponde a la diferencia de peso entre antes y después de realizar la modificación.

El área seccionada en color verde representa la variación de pesos añadida debido a esta nueva modificación. Se puede observar que este peso añadido se ha producido en el mamparo a popa de sala de máquinas debido al aumento de peso de estos nuevos receptores y en la parte de popa a babor de la sala de máquinas debido a la colocación de unos compresores que ofrecieran más caudal al sistema.

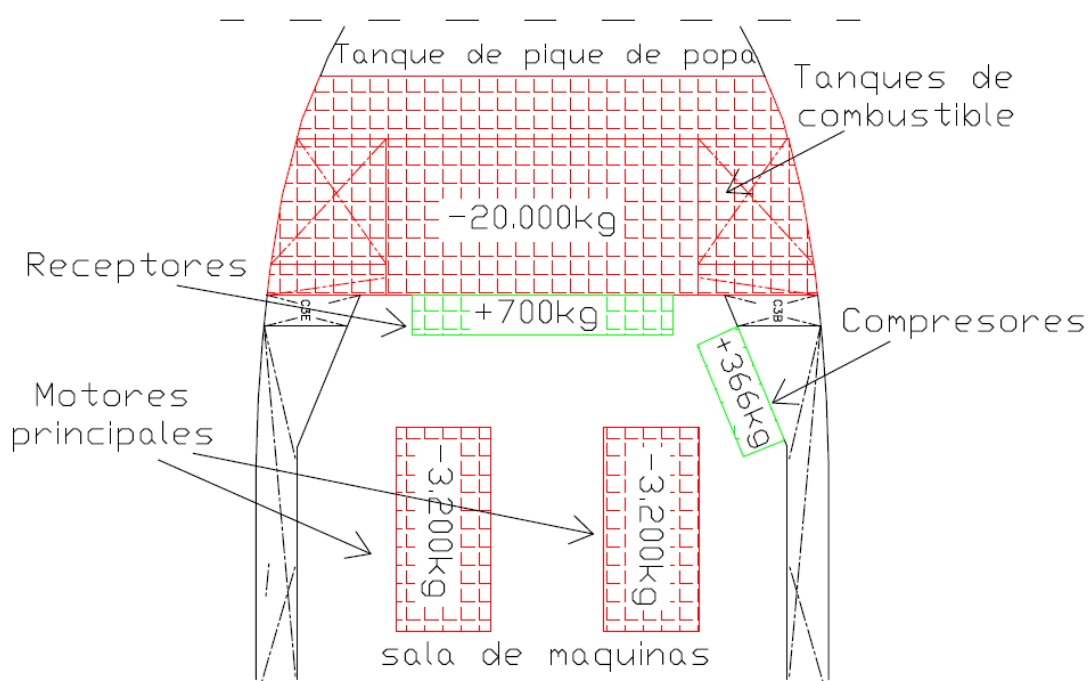


Figura 38. Distribución de la variación de pesos

5.5. Sistema de GNL propuesto

En el presente apartado se pretende diseñar un circuito para el transporte del gas natural desde que sale del depósito de almacenamiento, en estado líquido, hasta que llega a los motores principales, en estado de gas. Para realizar este posible diseño se ha tenido en cuenta las especificaciones dispuestas en los capítulos anteriores.

Tal y cómo se ha visto en el apartado 5.2 de este mismo capítulo es necesario aportar cierta cantidad de energía para vaporizar el GNL y para ello se ha utilizado el agua tratada del sistema de refrigeración de cada motor principal. De modo que en el circuito deberán aparecer los dos fluidos que intervienen en el sistema, el gas natural y el líquido refrigerante. Para realizar la diferenciación entre estos dos fluidos se ha representado en el esquema los conductos que transportan el gas natural de color blanco, en cambio las tuberías que transportan el líquido refrigerante se han representado de color rojo.

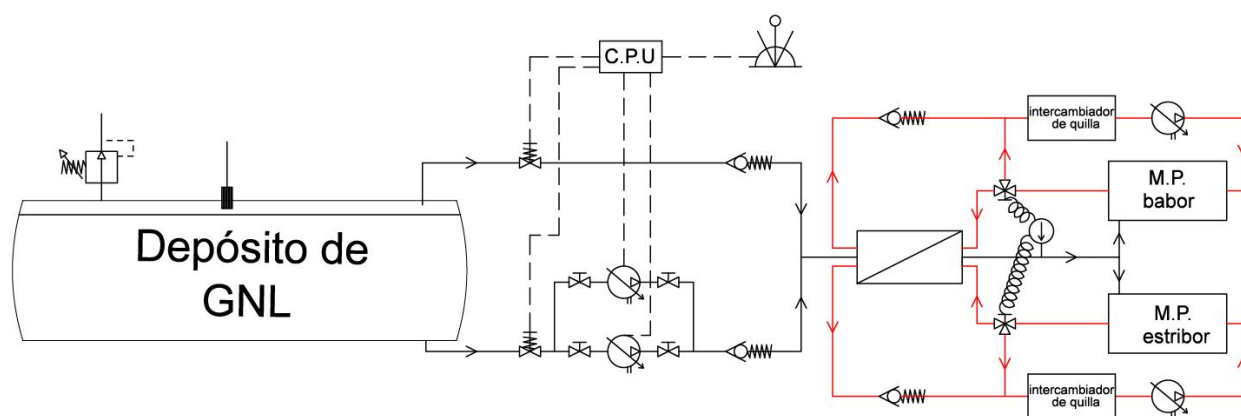


Figura 39. Circuito de GNL del remolcador proyecto

Simbología	
	Válvula de seguridad
	Sensor de nivel
	Electroválvula con accionamiento mecánico a distancia
	Válvula de compuerta
	Bomba de caudal regulable
	Válvula antirretorno
	Evaporador
	Válvula de tres vías
	Termómetro
	Unidad Central de Procesamiento
	Controlador de la carga

Tabla 36. Simbología de los elementos del circuito de GNL

Seguidamente se describirá la función de cada uno de los diferentes elementos representados en la figura 39 y anotados en la tabla 36 que forman el sistema de GNL.

- Válvula de seguridad: Todo recipiente sometido a presión debe disponer de algún sistema de seguridad para desalojar los gases contenidos en su interior en caso de que se produzca una sobrepresión. El elemento que realizará esta función será una válvula de seguridad que estará tarada a cierta presión, en función de las especificaciones del fabricante del tanque, de modo que desaloje los gases en caso de sobrepresión. Además, como elemento suplementario, se colocará una válvula de alta velocidad al final de esta línea que desalojar los gases al exterior. Esta válvula de alta velocidad tiene la función de desalojar los gases a una velocidad superior a la que pueda avanzar la llama con la finalidad de que no puedan retroceder hacia el interior del tanque y mandarlo lejos de la zona habitable o donde puede haber alguna persona.
- Sensor de nivel: Este elemento, instalado por el propio fabricante del tanque, tiene la función de indicar la interfaz entre el gas natural en estado líquido y el gas natural en estado de gas. Además, dependiendo del tipo de sensor que se instale podrá diferenciar el espesor de cada uno de los tres niveles que dispone el tanque, es decir, teniendo en cuenta que la evaporación del GNL no es instantánea deberá ofrecer el valor del espesor de gas natural acumulado en la parte superior del tanque, el espesor del GNL cuando se está evaporando (zona de ebullición) y el espesor del GNL en estado líquido. El espesor del GNL cuando se está evaporando dependerá del aislamiento del tanque, en función del calor que entra en su interior. Cuanto más aislado térmicamente esté el tanque menos espesor de GNL en fase de evaporación se dispondrá. Este sensor de nivel estará dispuesto en la parte superior del tanque para realizar la lectura.

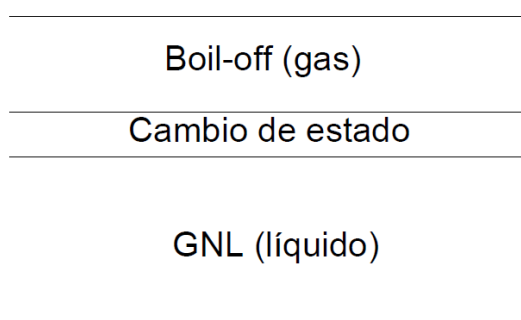


Figura 40. Representación de las tres fases que hay en el tanque de GNL

- Electroválvula con accionamiento mecánico a distancia: Como se puede observar el circuito propuesto dispone de dos electroválvulas para cada conducto de salida del tanque, tanto para la línea de GNL como para la línea del boil-off generado a partir de la evaporación natural. Estas dos válvulas estarán controladas por la Unidad Central de Procesamiento que en función de la carga a la que estén sometidos los motores se abrirán más o menos. Permaneciendo cerrada la

válvula que controla el flujo de GNL cuando los motores están en ralentí. Se ha supuesto que el boil-off producido es suficiente para alimentar los motores principales cuando operan en ralentí ya que al consumir el gas natural hace que se genere vacío en el interior del tanque y aumente la cantidad de gas natural que se está evaporando. Por otra parte estas válvulas también disponen de un sistema de accionamiento manual para un caso de emergencia o de que caiga la planta que se pueda cerrar rápidamente el suministro de combustible.

- **Válvula de compuerta:** Estas válvulas, a diferencia de la válvula especificada en el párrafo anterior no tienen la función de regular el caudal de GNL. Se trata de válvulas de todo o nada que se utilizarán en el caso de que se requiera utilizar la otra bomba que permanece en espera. En el caso de cerrar las dos válvulas que dispone una de las bombas se deberán abrir las otras dos válvulas de la otra bomba para que el flujo pueda circular, en caso contrario el sistema dará fallo.
- **Bomba de caudal regulable:** Estas bombas, instaladas por el propio fabricante del tanque, estarán accionadas por un motor eléctrico cada una de ellas. Mientras una está operando la otra permanece en espera. Tienen la función de impulsar el GNL desde el tanque de almacenamiento hasta los motores, venciendo las pérdidas de carga que tiene el sistema. Se tratan de bombas que pueden regular el caudal en función de la carga en la que trabajan los motores. Este sistema de control del caudal está controlado por la C.P.U. (Unidad Central de Procesamiento) con la finalidad de mantener la presión constante de 3,4 bar (especificado en el capítulo 4, apartado 4.1) en la entrada de cada motor. Se tratan de bombas de pequeñas dimensiones ya que el caudal máximo que deberá admitir es de $1,67 \text{ m}^3/\text{h}$.
Además de estas dos bombas que regulan el caudal de GNL que se manda a los motores principales en el esquema se pueden apreciar dos bombas más, de caudal regulable, que tienen la función de impulsar el refrigerante de cada motor principal.
- **Válvula antirretorno:** También llamadas válvulas de retención, tienen el objetivo de impedir el paso del fluido, ya sea líquido o gas, hacia un sentido y dejar paso libre en el sentido contrario, se utilizan para mantener la presión en una tubería en servicio. Como se puede observar en el esquema aparecen 4 válvulas antirretorno, dos de las cuales para el circuito de gas natural y dos más para el circuito de líquido refrigerante.
Las dos válvulas empleadas en el circuito de gas natural tienen la función de mantener la presión, efectuada por la bomba, en la línea de alimentación de los motores principales. Teniendo en cuenta las especificaciones de los motores en las cuales el gas debe entrar a una presión mínima de 3,4 bares cuando estos operan a plena carga.
En cambio, las válvulas de retención utilizadas en el circuito de refrigeración de cada motor principal tienen la finalidad de evitar que el agua cambie de dirección a causa de la presión del flujo de agua que se recircula. Este flujo que se recircula se hace mediante una válvula de tres vías que direcciona una parte del flujo hacia el intercambiador de quilla y otra parte hacia el evaporador.

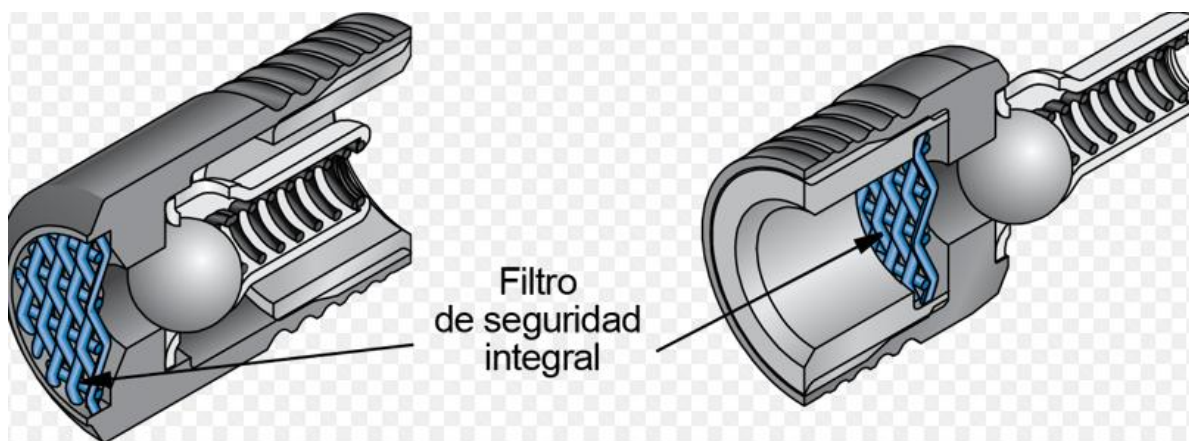


Figura 41. Válvula antirretorno de bola con muelle

- **Evaporador:** Este elemento, imprescindible en el sistema, tiene la función de realizar el intercambio de calor entre gas natural procedente del tanque de almacenamiento y el agua de refrigeración de los motores principales. Realizando este intercambio de calor se consigue vaporizar el GNL para que pueda ser apto para alimentar a los motores principales. Este evaporador ha sido diseñado de tal forma que pueda aprovechar el líquido refrigerante de ambos motores. El máximo caudal admitido es de $33,56 \text{ m}^3/\text{h}$. Las especificaciones de diseño de este evaporador han sido expuestas en el apartado 5.2. de este mismo capítulo.

- **Válvulas de tres vías:** Este tipo de válvulas se caracterizan porque tienen varias entradas y salidas, concretamente esta en particular dispone de una entrada y dos salidas. Tiene la función de distribuir el flujo por un conducto u otro según la demanda de combustible que necesiten los motores principales.

El agua de refrigeración, proveniente del motor principal, entra en la válvula y en función de la temperatura indicada en el termómetro colocado en la línea del gas natural que va hacia los motores deja pasar más o menos flujo hacia el evaporador. El resto del flujo lo recircula hacia el intercambiador de quilla. El caudal máximo admitido por el evaporador es de $33,56 \text{ m}^3/\text{h}$, que corresponde a la suma del caudal de los dos motores principales. Este caudal máximo admitido se produce cuando los motores operan a plena carga. Teniendo en cuenta que el caudal máximo de líquido refrigerante que disponen los dos motores es de $122 \text{ m}^3/\text{h}$, la válvula de tres vías sólo dejará pasar una pequeña cantidad de refrigerante hacia el evaporador, la mayoría del fluido se recirculara hacia el intercambiador de quilla. Al disponer de dos circuitos de refrigeración, uno para cada motor, el sistema dispone de dos válvulas de tres vías. Estas válvulas serán monitorizadas, igual que la que se observa en la siguiente figura, pero estarán adaptadas a las condiciones de funcionamiento de la instalación.



Figura 42. Válvula de tres vías

- Termómetro: Se trata de un instrumento para realizar la medición de temperatura del gas natural en la salida del evaporador. Según la temperatura indicada en el termómetro se mandará una señal a las válvulas de tres vías con la finalidad de dejar pasar más o menos flujo de refrigerante a través del evaporador. La finalidad de este control de temperatura es mantener la temperatura del gas natural dentro del rango admitido por el motor, siendo aproximadamente una temperatura de unos 30 °C.
De modo que si el termómetro capta una temperatura superior a 30 °C la válvula termostática restringirá más flujo de refrigerante a través del evaporador con la finalidad de bajar la temperatura en la salida, manteniéndose a la temperatura indicada. En caso contrario y que el termómetro capte una temperatura inferior a 30 °C la válvula termostática dejará pasar más refrigerante por el evaporador, aumentando la temperatura de salida del gas.
- Unidad Central de Procesamiento: Conocida por las siglas CPU, proveniente del inglés, se trata del hardware del sistema, que interpreta las instrucciones realizadas, en nuestro caso, por el capitán o patrón cuando este actúa sobre la carga de los motores. De modo que según el índice de cremallera en el cual se encuentren los motores modificará la abertura o el cierre de las electroválvulas y el caudal que impulsa la bomba de GNL.
- Controlador de la carga: Es el elemento por el cual el capitán o patrón regula la carga de los motores desde el puente del remolcador, actuando directamente sobre las cremalleras de cada uno de los dos motores que dispone el remolcador.

Capítulo 6. Conclusiones

Se ha rediseñado el sistema de combustible para la propulsión de un remolcador de uso portuario operando en el Puerto de Barcelona para pasar a consumir gas natural en lugar de diesel-oil.

Se han dimensionado los parámetros principales de los componentes que formarían la nueva instalación

Al realizar el cálculo del área necesaria que debe tener el evaporador para gasificar el GNL no se ha tenido en cuenta el calor disipado por los motores. Este calor disipado, proporcional al régimen de funcionamiento de los motores, provocaría el aumento de temperatura de la sala de máquinas propagando este calor por las tuberías que transportan el GNL hacia los motores. La propagación del calor a través de estas tuberías supondría una reducción de la energía necesaria para vaporizar el GNL. De modo que el caudal necesario para vaporizar el GNL se vería reducido respecto al valor calculado sin tener en cuenta este factor.

Mencionar también que, a pesar de que los resultados del trabajo han sido bastante coherentes existen varios campos en los que se podría profundizar más. Por ejemplo, un factor que no se ha tenido en cuenta ha sido el cálculo de la resistencia estructural que tiene el espacio disponible para ubicar el depósito de GNL al suprimir los refuerzos que formaban el pañol de popa y los diferentes tanques dispuestos en esa zona. Al no disponer de las características como tipo, número, material... de los refuerzos que formaban ese espacio se ha supuesto que el peso de todos estos elementos eliminados es igual al peso del depósito más todos los refuerzos añadidos para sujetarlo y dar resistencia a ese espacio. En realidad se debería verificar numéricamente y definiendo correctamente si estas modificaciones realizadas serían aptas para que el buque pudiera navegar.

Además, si se quiere hacer un estudio mucho más detallado, habría que analizar el asiento y la posición del centro de gravedad, entre otros parámetros, del remolcador una vez realizado el estudio de considerar todas estas modificaciones. De este modo se podría garantizar que cumple con sus condiciones originales de diseño, efectuando una navegación más económica y segura. Debido a que no se ha tenido acceso a las curvas hidrostáticas no se ha podido realizar la estimación final después de la modificación.

Teniendo en cuenta estos factores mencionados y los especificados en el proyecto hacen que sea comprensible un porcentaje de error en el estudio realizado, ya que realmente estas modificaciones comprenden todo un proyecto, de mayor complejidad, que deberían realizar y evaluar un equipo de ingenieros con conocimientos suficientes sobre los diferentes campos tratados. Asimismo, en mi opinión y considerando que se trata de un trabajo realizado por un estudiante que está terminando sus estudios el proyecto obtenido ha estado bien razonado a pesar de no tener en cuenta ciertos aspectos mencionados.

En cuanto a viabilidad, en mi opinión el estudio realizado es interesante e importante a evaluar especialmente para todas las navieras que disponen de remolcadores. Teniendo en cuenta las

restricciones medioambientales que se están dando estos últimos años más las que se esperan es de esperar que el uso de los combustibles fósiles desaparezca. Además de que las reservas petrolíferas que hay en el planeta se están agotando cada vez más, por este motivo es necesario investigar sobre nuevos sistemas de propulsión que no sean tan perjudiciales como los combustibles fósiles. Observando la trayectoria de diferentes navieras parece ser que la apuesta mayoritaria para reducir estas emisiones estipuladas por la IMO es el uso del gas natural como combustible.

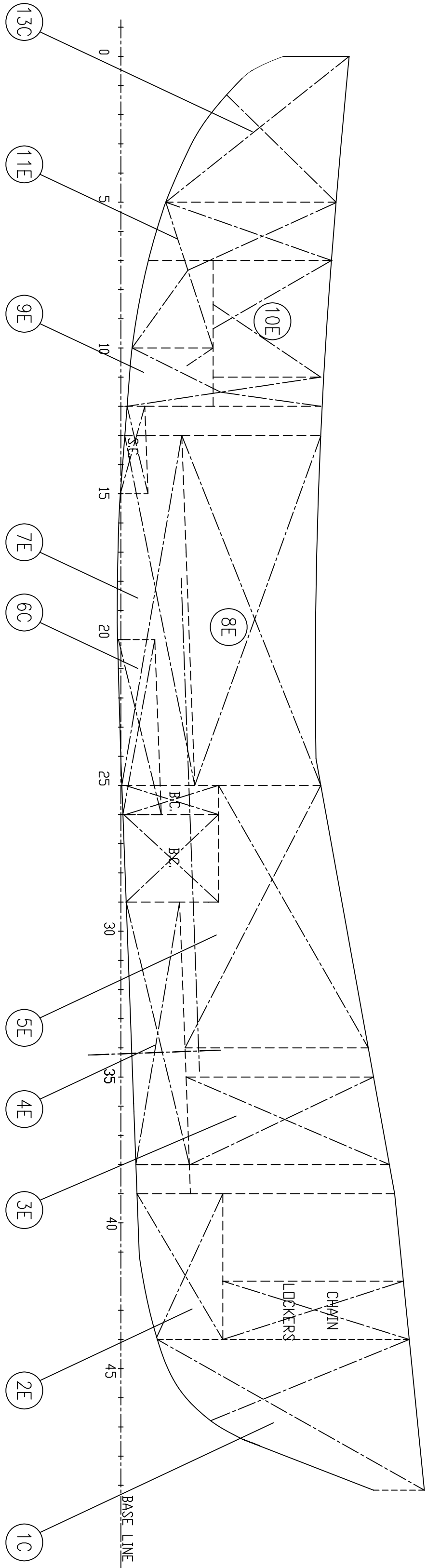
Es necesario destacar que el gas natural no es un combustible que sea totalmente limpio ya que está formado mayoritariamente por metano, que contribuye significativamente al efecto invernadero. A pesar de ser un gas que contribuye al calentamiento global prácticamente no emite partículas y los niveles de SOx y NOx son inferiores a los emitidos por un motor alimentado por fuel o diesel. Por este motivo se considera un combustible más limpio en comparación con el fuel o el diesel.

Bibliografía

1. Rolls-Royce. Project Guide, Bergen engine type C25:33P, Propulsion engines. 2016. Guía técnica de los motores diesel tipo C25:33P del fabricante Rolls-Royce.
2. Rolls-Royce. Project Guide, Bergen engine type C26:33 Gas, Propulsion engines. 2018. Guía técnica de los motores de gas tipo C26:33LPG del fabricante Rolls-Royce.
3. Rolls-Royce. Fact Sheet, Gas engines, Bergen C26:33L – lean-burn gas engine, Marine. Hoja de las especificaciones de los motores de gas tipo C26:33L del fabricante Rolls-Royce.
4. ASTILLEROS ZAMAKONA. Bilbao. Rebarsa. Planos y documentación facilitada por la empresa Remolcadores de Barcelona.
5. Ingeniero Marino. Remolcadores. (Día de consulta: 12/02/2019). Disponible en: <https://ingenieromarino.com/remolcadores/#.XQuZifZuLIU>
6. Javier Acabes Escudero. Escuela técnica superior de ingenieros navales. Memoria Explicativa remolcadores. (Día de consulta: 17/02/2019). Disponible en: http://oa.upm.es/5529/1/PFC_Javier_Acebes_Escudero.pdf
7. Rotación. Seaplace diseña el primer remolcador tractor propulsado por gas, 13 junio, 2016. (Día de consulta: 28/02/2019). Disponible en: <https://profesionaleshoy.es/construccion-naval/2016/06/13/seaplace-disena-el-primer-remolcador-tractor-propulsado-por-gas/7000>
8. GHAZI A. KARIM. Dual-Fuel Diesel Engines. CRC Press. Taylor & Francis Group.
9. Arnau Lloret Reixach. “Análisis y cálculo del sistema de refrigeración de agua dulce de un remolcador”. Trabajo de final de grado. Facultad de Náutica de Barcelona.
10. Joan Pau Anguera de Sojo Palerm. “Rediseño de una embarcación de recreo de menos de 24 metros para pasar a consumir LNG como combustible”. Trabajo de final de grado. Facultad de Náutica de Barcelona.
11. Sergio Hernández Vargas. Juan José Salas Vargas. “Análisis de las tecnologías de vaporizadores de gas natural licuado y el diseño del regasificador de la terminal para su uso en las Costas Costarricenses”. Universidad de Costa Rica. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2015.
12. Ricardo Lizarazo Suárez. Danny Guillermo Cañas Rojas. “Diseño conceptual de un vaporizador de gas natural licuado (GNL) de una planta de regasificación en Colombia”. Según las normas europeas EN1160 y EN 1473.

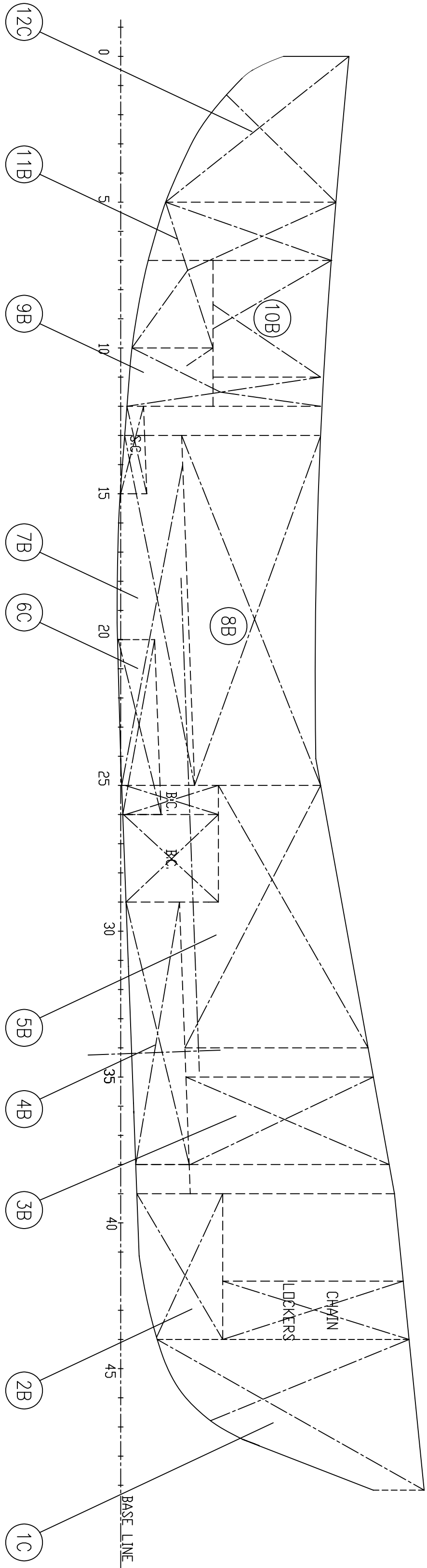
13. Andrea J. López Latorre. *“Tanque de almacenamiento de GNL para la ampliación de la planta de regasificación de Barcelona”*. Trabajo de final de grado. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas. Departamento de Ingeniería Química y Combustibles. Febrero de 2013.
14. Emilio Turmo Sierra. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales España. NTP 430: Gases licuados: evaporación de fugas y derrames. (Día de consulta: 12/04/2019). Disponible en: https://previa.uclm.es/servicios/prevencion/documentacion/NTP/Manipulacion/ntp_430.pdf
15. Carlos B. Zarzo Jiménez. *“Tanque aéreo de almacenamiento de gas natural licuado de tipo membrana y 200.000 m³ de volumen”*. Trabajo de Fin de Máster. UPM. Departamento de Energía y Combustibles. Septiembre de 2014.
16. SAUER. Compresor WP33L. (Día de consulta: 19/05/2019). Disponible en: <https://catalog.sauerusa.com/item/all-categories/0-to-580-psi-compressors-air-cooled-mistral-series/wp33l>
17. SAUER. Compresor WP65L. (Día de consulta: 23/05/2019). Disponible en: <https://catalog.sauerusa.com/item/all-categories/0-to-580-psi-compressors-air-cooled-mistral-series/wp65l>
18. Atlas Copco. Compresor LT7-30. (Día de consulta: 15/06/2019). Disponible en: <http://www.rycamsl.com/wp-content/uploads/2016/12/LE-LT-LF.pdf>

Anexo 1. Disposición general de los tanques



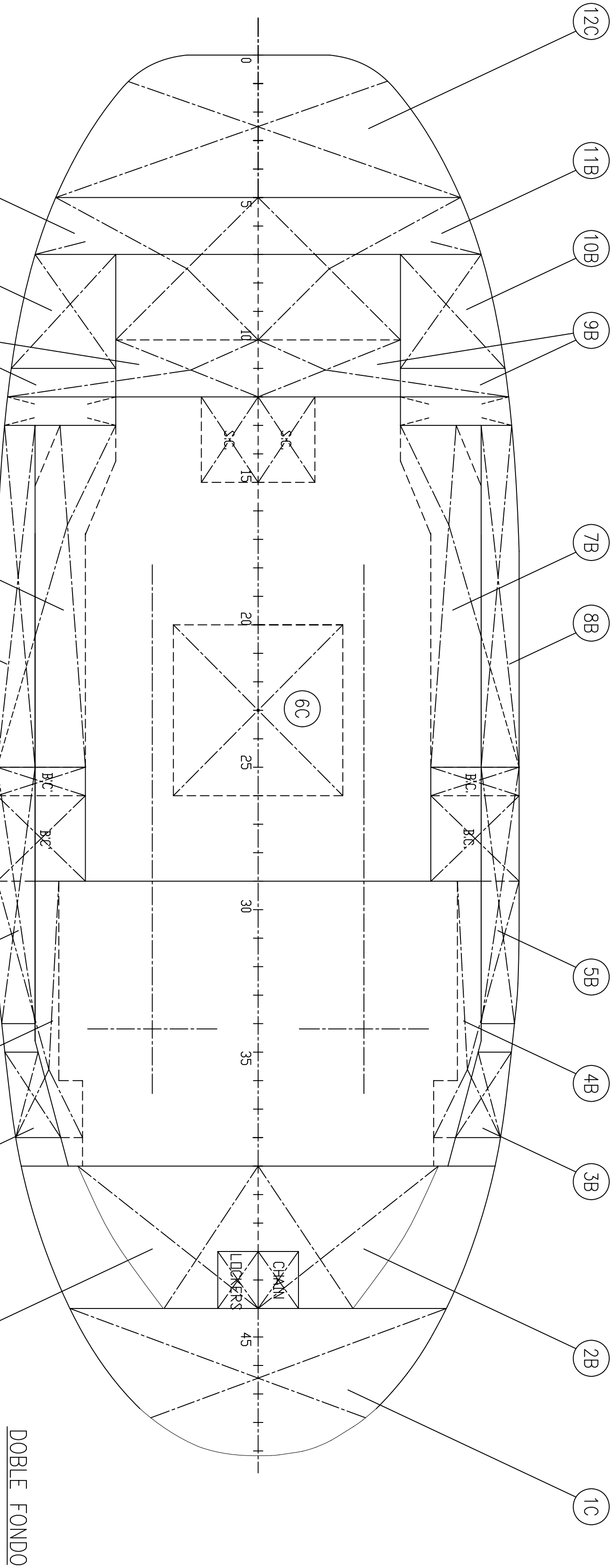
SECCION DE ESTRIBOR

RESUMEN DE CAPACIDADES			
CONTENIDO	DENSIDAD	VOLUMEN m³ CON RECIPI	VOLUMEN m³ SIN RECIPI
AGUA DE LASTRE	1.025	51.517	92.710
FUEL-OIL	0.85	84.627	141.501
TOTAL A. DE MAR (BOX COOLER)	1.025	14.957	14.957
AGUA DULCE	1	29.648	29.648
LÍQUIDO ESPUMIGENO	1.12	17.220	17.220
LÍQUIDOS	0.92	4.469	4.469
ACEITE SUCIO	0.92	4.469	4.469
ACEITE	0.92	4.646	4.646
ACEITE PROPULSORES	0.92	4.646	4.646
REC-DIL	0.98	98.067	-----



SECCION DE BABOR

12C	RASEL DE PIPA (CTRD)	ALASTRE/REC-DIL	PIPA-5	41.193
11E	TANQUE VERTICAL PIPA (ER)	REC-DIL/FUEL-DIL	5-10	19.848
11B	TANQUE VERTICAL PIPA (GR)	REC-DIL/FUEL-DIL	5-10	19.848
10E	TANQUE LATERAL (ER)	REC-DIL/FUEL-DIL	7-11	8.589
10B	TANQUE LATERAL (GR)	REC-DIL/FUEL-DIL	7-11	8.589
9E	TANQUE LATERAL + DOBLE FONDO (ER)	L. ESPUMIGENO	10-12	8.610
9B	TANQUE LATERAL + DOBLE FONDO (GR)	L. ESPUMIGENO	10-12	8.610
8E	TANQUE SERVICIO DIARIO (ER)	FUEL-DIL	13-25	14.552
8B	TANQUE SERVICIO DIARIO (GR)	FUEL-DIL	13-25	14.552
7E	TANQUE DOBLE FONDO (ER)	FUEL-DIL	13-25	11.457
7B	TANQUE DOBLE FONDO (GR)	FUEL-DIL	13-25	11.457
6C	TANQUE DOBLE FONDO REBOSES (CTRD)	FUEL-DIL	20-26	8.677
5E	TANQUE LATERAL (ER)	FUEL-DIL	25-34	11.966
5B	TANQUE LATERAL (GR)	FUEL-DIL	25-34	11.966
4E	TANQUE DOBLE FONDO LOCAL PROPULSORES (ER)	ACEITE SUCIO	29-38	4.469
4B	TANQUE DOBLE FONDO LOCAL PROPULSORES (GR)	LÍQUIDOS	29-38	4.469
3E	TANQUE LATERAL LOCAL PROPULSORES (ER)	ACEITE	35-38	4.646
3B	TANQUE LATERAL LOCAL PROPULSORES (GR)	ACEITE PROPULSORES	35-38	4.646
2E	TANQUE DOBLE FONDO PIPA (ER)	A. DULCE	39-44	14.824
2B	TANQUE DOBLE FONDO PIPA (GR)	A. DULCE	39-44	14.824
1C	RASEL DE PIPA (CTRD)	A. LASTRE	44-PIPA	51.517
REF.	TANQUES	CONTENIDO	CUADERNAS	VOLUMEN m³



DOBLE FONDO

Nº AZ 402.01-1			
1	13-12-06	IRAKI	APROBADO POR EL B.V. CON COMENTARIOS
MODIF.	FECHA	NOMBRE	APROBADO POR : BUQUE VERITAS
REMI/CADRE TRACTOR AZIMUTAL		CLIENTE	C/636
DE 29.50 M. ESQUINA TOTAL		ASTI. ZAMAKUNA	C/637
DESIGNACION		REF.	CND-05094
DISTRIBUCION DE TANQUES			
ESCALA	FECHA	NOMBRE	PLANO N.
1:75	MARZO-2006	ALIZ/ILG.	316.01
COMPROBADO		N. HOJAS 1	
ENVIADO		HOJA N.1	

Cintranaval-Defcar



Anexo 2. Sistema de refrigeración del remolcador

